

E 4524/2

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA 

- Mecanică aplicată
- Electrotehnică și electronică
- Construcția de mașini și tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXIX – 1987



BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

V.111303

SERIA



- o Mecanică aplicată
- o Electrotehnică și electronică
- o Construcția de mașini și tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXIX - 1987

COLEGIUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing. Filofteia Negruțiu (rector - președinte),
conf.dr.ing. Constantin Rădulescu (prorector - vice -
președinte), prof.dr.ing. Florea Dudiță (vicepreședin-
te), prof.dr.ing. Andrei Nicolaide, prof.dr.ing. Darie
Parascan, prof.dr.ing. Victor Dogariu, conf.dr.ing.
Aurel Jula, conf.dr.ing. Ioan Ința, conf.dr.ing.
Gabriel Orman.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing. Alexandru Constantinescu, conf.dr.ing.
Ioan Curtu, prof.dr.ing. Andrei Nicolaide, șef lucr.
dr.ing. Nicolae Ivan (redactor șef adjunct), conf.dr.
ing. Aurel Jula (redactor șef), prof.dr.ing. Alexandru
Maniu, prof.dr.ing. Tiberiu Nagy, conf.dr.ing. Gheorghe
Obaciu, conf.dr.ing. Ion Popescu; conf.dr.ing. Simion
Popescu, prof.dr.ing. Wilibald Szabo (redactor șef ad-
junct) .

Secretari științifici: șef lucr.dr.ing.

Grigore Gogu,

asist.ing.

Venera Iacob

CUPRINS
SUMMARY
INHALTSVERZEICHNIS
SOMMAIRE

Pag.

GOIA, I., VLASE, S. Vibrațiile sistemelor mecanice simetrice cu număr finit de grade de libertate	1
Vibration of symmetrical mechanical systems with a finite number of degree of freedom.	
Schwingungen symmetrischer mechanischer Systeme mit endlicher Anzahl von Freiheitsgraden.	
Les vibrations des systèmes mécaniques symétriques avec nombre limité des degrés de liberté.	
IACOB, V., MOLDOVEAN, GH. Algoritm geometric pentru desfășurarea unor treceri de secțiune la construcții tubulare din tablă	9
Geometric algorithm for development of some section crossing to piping.	
Geometriealgorithmus für die Abwicklung von Querschnittsübergängen bei Blechrohrkonstruktionen.	
Algorithme géométrique pour le développement des quelques passages de section aux tubages.	
BATOI, I. Utilizarea calculatorului personal pentru realizarea desenelor tehnice	17
Use of the personal computer for engineering drawing.	
Verwendung des Personalcomputers für die Erstellung von technischen Zeichnungen.	
L'utilisation du calculateur personnel pour la réalisation des dessins techniques.	
LIHTETCHI, I., LIHTETCHI, M. Studiul eforturilor care apar în arcurile cu foi prin metoda feteelastice	21

Analysis of stresses in leaf springs using the photoelasticity method.

Spannungsanalyse der Blattfedern mit Hilfe der Spannungsoptik.

L'analyse des tensions dans les ressorts à lames par la méthode de photo-élasticité.

- JULA, A., DIACONESCU, D. Aspecte cinematice și dinamice ale mecanismului planetar de direcție cu reți conice și satelit triplu 29

Kinematical and dynamical aspects of the planetary steering gears with conical wheels and triple planetary pinion.

Kinematische und dynamische Aspekte des Kegelradumlauf- lenkgetriebes mit dreifachem Planeten.

Aspects cinématiques et dynamiques des mécanismes de direction planétaires avec des roues coniques et satellite triple.

- CIOBANU, M., DAJ-FLETA, I. Determinarea condițiilor de decuplare inerțială a modurilor de vibrație la grupurile motoare rezemate elastic 37

Determination of the inertial decoupling of vibration eigenmodes to the elastic suspension motor sets.

Bestimmung der Inertialauslösungsbedingungen der Schwingungsarten bei elastisch gelagerten Motoraggregaten.

Le déterminations des conditions de decouplage par inertie des modes de vibration dans les groupes moteurs à appuis élastiques.

- DAJ, F. I., CIOBANU, M., IULIAN, L. Combaterea zgomotului interior la autoturisme 43

Interior noise elimination to cars.

Innenlärmbekämpfung bei PKWs.

Le combat contre le bruit intérieur d'une voiture.

CIOBANU, M., DAJ-FLETAN, I. Cu privire la echilibrarea optimă exterioară cu ajutorul elementelor elastice a motoarelor cu combustie internă policilindrică On the exterior optimal balancing of polycylinder combustion engine using elastic elements. Bezüglich der optimalen äusseren Balancierung der Verbrennungsmotoren mit Hilfe von elastischen Elementen. Sur l'équilibre optimum extérieur des moteurs à combustion interne polycylindriques, à l'aide des éléments élastiques.	51
BALCU, I. Considerații asupra bilanțului energetic la vibrostrunjire Considerations on the energy balance to vibratory turning. Betrachtungen bezüglich der Energiebilanz beim Schwingdrehen. Sur le bilan énergétique dans le vibretournage.	57
CHIRU, A., BOBESCU, GH. Influența energiei aerului preas-păt aspirat de un motor cu aprindere prin compresie cu injecție directă asupra legii de combustie The influence of the energy of fresh air aspirated by a direct injection compression ignition engine on the combustion law. Einfluss der Zuluftenergie auf das Verbrennungsgesetz bei einem Selbstzündmotor. L'influence de l'énergie de l'air frais aspire par un moteur à allumage par compression à injection directe sur la loi de la combustion.	65
BOIAN, I., IACOB, P., TIRA, GR. Corelarea regimului de funcționare al radiatoarelor autovehiculelor cu condiții ambiante Correlation between the operating conditions of vehicle radiators and the environment conditions.	73

Korrelation des Kühlerbetriebes mit den Umspülungsbedingungen.

Correlation du regime de fonctionnement des radiateurs de vehicules automobiles avec les conditions ambiantes.

BOLFA, T. Metodica efectuării încercărilor la turații limită a rulmenților 83

Testing method of rolling contact bearing to limit speed.

Prüfmethode der Wälzlager auf die Grenzdrehzahl.

Une methode d'essai pour les roulements à des vitesses limite.

GOGU, GR. Dimensionarea plăcilor circulare încastrate la centru din condiția rigidității transversale sub sarcină concentrată pe centrul exterior 89

Dimensioning of circular plates clamped at centre by the condition of transverse rigidity under concentrated load on the exterior boundary.

Bemessung der mitting eingespannten Kreisplatten aus der Bedingung der Quersteifigkeit unter am Aussenrand konzentrierter Last.

Le dimensionnement des plaques circulaires encastrées au centre par la condition de la rigidité transversale sous force ponctuelle sur le contour extérieur.

DIACONESCU, D., MUNTEANU, O., WATZATKA, G. Asupra decuplării mișcării unui mecanism bimebil de orientare 97

On the decoupling of motion of an orienting bimobile mechanism.

Über die Ausschaltung der Bewegung eines Orientierungsmechanismus mit zwei Freiheitsgraden.

Sur le decouplage des mouvement d'un mecanisme bimebile.

CONSTANTIN, FL., NASTATSOIU, ST., MUNTEANU, M., LAZAR, H.

Simularea rulării tractorului pe pista ISO, în vederea

stabilirii confortabilității scaunului	107
Simulation of the tractor run on the ISO track with a view to establishing the comfort of operator's saddle.	
Simulation der Schlepperfahrt auf die ISO-Rollbahn für die Festsetzung des Sitzkomforts.	
Simulation du roulement du tracteur sur la piste ISO, dans le but d'établir le degré de confort du siège.	
MUNTEANU, M.GH. Asupra numerotării optime a nodurilor în cazul calculului pe substructuri, cu aplicarea metodei elementelor finite	115
On the optimum numbering of nodes in the calculus by substructures based on the finite element method.	
Über die optimale Knotennumerierung bei der Berechnung von Teilstrukturen mit Hilfe der MFE.	
Sur le nombre optimal des nœuds dans le calcul aux substructures, avec l'application de la méthode des éléments finis.	
MILOIU, G. Algoritm de optimizare a geometriei frezelor melc și evaluarea erorilor pe roata generată	121
Algorithm for optimising the geometry of hobs and estimate the errors of the generated gear wheel.	
Optimierungsalgorithmus für die Schneckenfräsergeometrie und Fehlerbewertung am erzeugten Rad.	
Algorithme d'optimisation de la géométrie des fraises hélicoïdales et l'évaluation des erreurs sur la roue engendré.	
MILOIU, G., VISA, F. Cercetări numerice asupra dispozitivelor de profilare a discului abraziv la mașinile de ascuțit freze melc model 3 A 622	133
Numerical researches on abrasive disk relieving devices at hob sharpening machines model 3 A 622.	
Numerische Untersuchungen bezüglich der Profilier- vorrichtungen der Schleifscheibe bei der Schneckenfrä- serschleifmaschine Modell 3 A 622.	

Recherches numeriques sur les dispositifs de profilage
du disque abrasif pour les machines à aiguiser des
fraises hélicoïdales modèle 3 A 622.

IVAN, M.C. Asupra informatizării unor elemente de geome-
trie descriptivă 147

On the informatisation of some elements of descriptive
geometry.

Über die Informatisierung einiger Elemente der dastel-
lenden Geometrie.

Sur l'informatisation de quelques éléments de géometrie
descriptive.

VELICU, D., JULA, A., CHISU, E., MOLDOVEAN, GH., IACOB, V.,
Forțe în angrenajele hipoide 155

Forces in the hypoid gears.

Kräfte in Hypoidrädern.

Forces dans les engrenages hypoides.

SCHWINGUNGEN SYMMETRISCHER MECHANISCHER SYSTEME MIT ENDLICHER ANZAHL VON FREIHEITSCRADEN

Dr.ing. Ioan Goia, Dozent, Universität aus Braşov;

Ing. Sorin Vlase, Lektor, Universität aus Braşov.

Einleitung

In der üblichen Praxis kommen zahlreiche Fälle vor, in denen die untersuchten Systeme zwei oder mehrere identische Teilsysteme haben. Z.B. kann ein Motor zwei oder mehrere identische Aggregate antreiben, eine Hauptwelle die Bewegungen zweier oder mehrerer identischer Motoren aufnehmen. Bei einem Kraftfahrzeug treibt der Motor ebenfalls die zwei Triebräder identischer Bauart mittels des Differentials an. Das Modell eines solchen Systems, das für die Untersuchung der Schwingungen gebaut wurde, enthält diese Eigenschaft in den es kennzeichnenden Parametern. Es werden identische Sätze von Definitionsparametern des Modells gefunden. Diese Charakteristik des Modells führt zu bemerkenswerten Eigenschaften des Systems in seinem Schwingungsverhalten. In dieser Arbeit bezweckt man die Ermittlung dieser Eigenschaften mittels der Modalanalyse. Auf Grund der erzielten Ergebnisse kann man wichtige qualitative Schlüsse bezüglich des Betriebs und des Schwingungsverhaltens des Systems ziehen.

1. Modell und Bewegungsgleichungen

Berücksichtigt wird ein System, das aus Schwungrädern besteht, die durch elastische Elemente von bekannter Steifigkeit B (Bild 1) mit einander verbunden sind. Die Trägheitsmomente der Schwungräder sind ebenfalls bekannt. Das Hauptsystem (S) besteht aus zwei identischen Teilsystemen (S_1) und zwei unterschiedlichen (S_2) und (S_3) . Fälle, in denen n identische Systeme (S_1) vorkommen, oder in denen n identische Systeme (S_1) und n identische Systeme (S_2) existieren, oder Fälle allgemeiner Art, können in gleicher Weise untersucht werden. Die vier Systeme werden elastisch mit dem

Schwungrad, dessen Trägheitsmoment J_0 ist, verbunden und zwar mit Hilfe der elastischen Elemente, die die Steifigkeiten k_1, k_1, k_2 bzw. k_3 haben.

Das Problem linearer Schwingungen zusammengefasster Massen, die miteinander durch Federn verbunden werden, ist identisch, was die Ergebnisse und die Schlussfolgerungen betrifft.

Durch die elastischen Elemente mit den Steifigkeiten k'_1, k'_1, k'_2, k'_3 werden die Systeme $(S_1), (S_1), (S_2), (S_3)$ mit einem feststehenden Element verbunden.

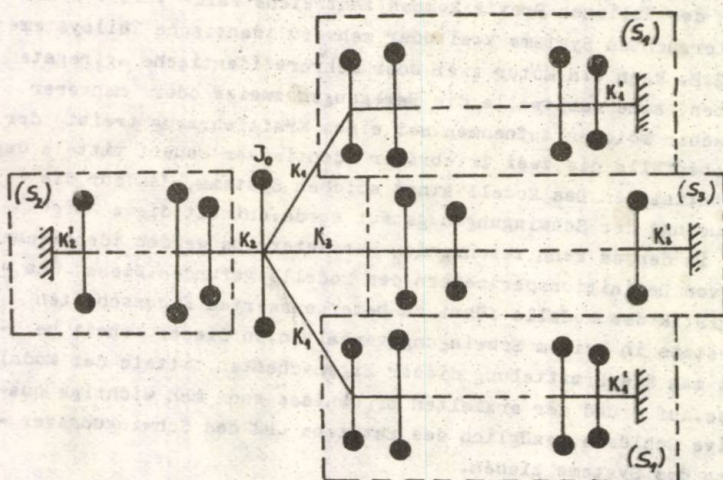


Bild 1

In Bild 2 sind $(S'_1), (S'_2), (S'_3)$ Systeme dargestellt, die den Systemen $(S_1), (S_2), (S_3)$, durch die Verbindung der Elemente mit der Steifigkeit k_1, k_2, k_3 mit einem feststehenden Element, entstammen. n_1 bzw. n_2, n_3 seien ihre Abmessungen (die Schwungradanzahl = der Anzahl von Freiheitsgraden des betreffenden Systems).

Für ein Schwungrad mit dem Trägheitsmoment J_1 , das mit zwei anderen durch elastische Elemente mit den Steifigkeiten k_{1-1}

und $k_{i,i+1}$ verbunden sind, ist die Bewegungsgleichung:

$$J_i \ddot{\varphi}_i + k_{i-1,i}(\varphi_i - \varphi_{i-1}) + k_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0 \quad (1.1)$$

im Falle freier, ungedämpfter Schwingungen, wobei φ_i die Drehung des Schwungrades i darstellt. Für das Schwungrad mit Trägheitsmoment J_0 haben wir:

$$J_0 \ddot{\varphi}_0 + k_1(\varphi_0 - \varphi_1') + k_1(\varphi_0 - \varphi_1'') + k_2(\varphi_0 - \varphi_2') + k_3(\varphi_0 - \varphi_3') = 0 \quad (1.2)$$

wenn wir mit φ_0 seine Drehung bezeichnen, und mit $\varphi_1', \varphi_1'', \varphi_2', \varphi_3'$ die Drehungen der J_0 benachbarten Schwungräder, die zu den Systemen $(S_1), (S_1'), (S_2), (S_3)$ gehören.

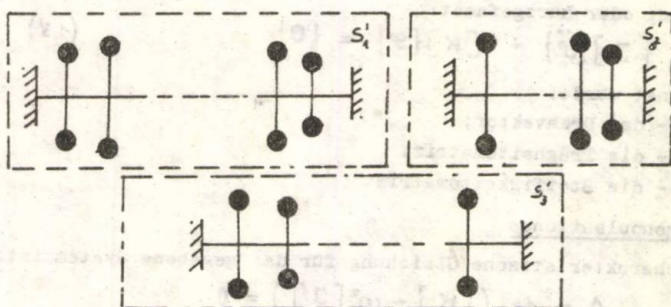


Bild 2

Schreibt man für jedes der Schwungräder der Systeme $(S'_1), (S'_2), (S'_3)$ die Gleichung (1.1), erhält man zum Schluss die Gleichungen, die die freien Schwingungen der drei Systeme beschreiben:

$$[J_i]\{\ddot{\varphi}_i\} + [K_i]\{\varphi_i\} = \{0\}, \quad i=1,2,3 \quad (1.3)$$

wobei $[J_1], [J_2], [J_3]$ die Trägheitsmatrizen und $[K_1], [K_2], [K_3]$ die Steifigkeitsmatrizen sind.

Man bezeichnet:

$$[P_i(\omega^2)] = [K_i] - \omega^2[J_i], \quad i=1,2,3$$

und:

$$\Delta_i = \det [P_i(\omega^2)] = \det([K_i] - \omega^2[J_i])$$

die für (S_i) , kennzeichnenden Polynome, $i=1,2,3$ und

$$P_0(\omega^2) = \Delta_0 = 2K_1 + K_2 + K_3 - \omega^2 J_0.$$

Für das Gesamtsystem freier Schwingungen werden sie von den Gleichungen:

$$\begin{bmatrix} [J_1] & & & \\ & [J_1] & \text{sim.} & \\ & & [J_2] & \\ & 0 & & [J_2] \\ & & & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_1] & & & \\ & [K_1] & & \\ & 0 & [K_2] & \\ & & & [K_3] \\ 0 \dots -K_1 \dots -K_1 \dots -K_2 \dots -K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_2 \\ \varphi_0 \end{Bmatrix} = \{0\}$$

beschrieben, oder kurzgefasst:

$$[J]\{\ddot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{0\} \quad (1.3')$$

wo bezeichnet wurde:

- $\{\varphi\}$ - der Drehvektor;
- $[J]$ - die Trägheitsmatrix;
- $[K]$ - die Steifigkeitsmatrix.

2. Eigenpulsationen

Die charakteristische Gleichung für das gegebene System ist:

$$\Delta = \det([K] - \omega^2[J]) = 0$$

Wir zeigen, dass:

P.2.1. Eigenpulsationen für das System (S_1), auch für (S) Eigenpulsationen sind:

Beweisführung:

Das charakteristische Polynom für (S) ist:

$$\begin{aligned} \Delta &= \det([K] - \omega^2[J]) = \\ &= \det \begin{bmatrix} [K_1] - \omega^2[J_1] & & & \\ & [K_1] - \omega^2[J_1] & & \\ & & [K_2] - \omega^2[J_2] & \\ & 0 & & [K_3] - \omega^2[J_3] \\ 0 \dots -K_1 \dots -K_1 \dots -K_2 \dots -K_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$= \det \begin{bmatrix} [P_1(\omega^*)] & \text{SIM} \\ & [P_1(\omega^*)] \\ & 0 & [P_2(\omega^*)] \\ & & & [P_3(\omega^*)] \\ 0 \dots & -\kappa_1 & 0 \dots & -\kappa_2 & 0 \dots & -\kappa_3 & P_0(\omega^*) \end{bmatrix}$$

Man bezeichnet mit Δ_i^* die Matrixdeterminante, die erhalten wurde, indem man in der Matrix $[K_i] - \omega^2 [J_i]$ die letzte Kolonne mit der Kolonne

$$[0 \ 0 \dots -\kappa_i]^T$$

ersetzt. Verwendet man nun die Laplace-Regel und die der Kolonnenentwicklung der Determinanten, erhält man:

$$\Delta = \Delta_1 \det \begin{bmatrix} [P_1] & \text{sim.} \\ & [P_2] \\ & 0 & [P_2] \\ \dots & -\kappa_1 \dots -\kappa_3 & P_0 \end{bmatrix} + (-1)^{n_1+n_2+n_3+1} \det \begin{bmatrix} 0 & [P_1] & \text{sim.} \\ & [P_2] \\ & 0 & [P_3] \\ -\kappa_1 & \dots & -\kappa_2 & -\kappa_3 \end{bmatrix} \Delta_1^* =$$

$$= \Delta_1^2 \det \begin{bmatrix} [P_2] & \text{sim.} \\ 0 & [P_3] \\ \dots & -\kappa_2 \dots -\kappa_3 & P_0 \end{bmatrix} + (-1)^{n_1+n_3+1} \Delta_1 \Delta_1^* \det \begin{bmatrix} 0 & [P_2] & \text{sim.} \\ & 0 & [P_3] \\ -\kappa_1 & \dots & -\kappa_2 & -\kappa_3 \end{bmatrix} +$$

$$+ \kappa_1 \Delta_1^* \Delta_1 \Delta_2 \Delta_3 = \Delta_1^2 \Delta_2 \begin{bmatrix} [P_3] & 0 \\ 0 \dots & -\kappa_3 & P_0 \end{bmatrix} + \Delta_1^2 \Delta_2^* (-1)^{n_3+1} \begin{bmatrix} 0 & [P_3] \\ -\kappa_1 & 0 \dots -\kappa_3 \end{bmatrix} +$$

$$+ \kappa_1 \Delta_1 \Delta_1^* \Delta_2 \Delta_3 + \kappa_1 \Delta_1^* \Delta_1 \Delta_2 \Delta_3 =$$

$$= \Delta_1^2 \Delta_2 \Delta_3 \Delta_0 + \kappa_3 \Delta_1^2 \Delta_2 \Delta_3 + \kappa_1 \Delta_1^2 \Delta_1^* \Delta_3 + 2 \kappa_1 \Delta_1^* \Delta_1 \Delta_2 \Delta_3 =$$

$$= \Delta_1 (\Delta_1 \Delta_2 \Delta_3 \Delta_0 + \kappa_3 \Delta_1 \Delta_2 \Delta_3^* + \kappa_2 \Delta_1 \Delta_2^* \Delta_3 + 2 \kappa_1 \Delta_1^* \Delta_2 \Delta_3).$$

Ist $\Delta_1 = 0$, ergibt sich $\Delta = 0$, somit werden die Eigenpulstationen von (S_1) unter den Eigenpulstationen von (S) wiedergefunden.

Man bezeichnet mit $\omega_i^2, i=\overline{1, n_1}$ die Eigenpulsationen von (S_1) und mit $\omega_i^2, i=\overline{1, n}, n = 2n_1 + n_2 + n_3 + 1$ die Eigenpulsationen von (S) .

3. Eigene Schwingungsmodi

Die Lösung des Problems der Eigenvektoren führt zur Lösung des homogenen linearen Systems zurück:

$$\begin{bmatrix} [P_1(\omega_i^2)] & & & \\ & [P_r(\omega_i^2)] & & \\ & 0 & [P_2(\omega_i^2)] & \\ & & & [P_3(\omega_i^2)] \\ 0 \dots & -k_1 & 0 \dots & -k_1 & 0 \dots & -k_2 & 0 \dots & -k_2 & P_0(\omega_i^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\phi_1\} \\ \{\phi_r\} \\ \{\phi_2\} \\ \{\phi_3\} \\ \phi_0 \end{bmatrix} = \{0\} \quad (3.1)$$

wobei der Eigenvektor $\{\phi\}_i$ zerlegt, der den Komponenten des Eigenmodus' entspricht, das zu $(S_1), (S_2), (S_3), (S_0)$ gehört.

Oder kurzgefasst:

$$[P(\omega_i^2)] \{\phi\}_i = \{0\}. \quad (3.1')$$

Wir zeigen, dass:

P.3.1. Das System (3.1) hat für $\omega_i^2 = \omega_i^2$ die Lösung:

$$\{\phi\}_i = \begin{bmatrix} \{\phi_1\} \\ \{\phi_r\} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad i = \overline{1, n_1}.$$

Beweisführung:

Werden die Multiplikationen durchgeführt, kann man schreiben

(3.1):

$$i) \quad \begin{bmatrix} [P_1(\omega_i^2)] & 0 \\ & \vdots \\ & -k_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\phi_1\} \\ 0 \end{bmatrix} = \{0\};$$

$$ii) \quad \begin{bmatrix} [P_1(\omega_i^2)] & 0 \\ & \vdots \\ & -k_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\phi_r\} \\ 0 \end{bmatrix} = \{0\};$$

$$\text{iii)} \quad \begin{bmatrix} P_2(\omega_i^2) \\ \vdots \\ -\kappa_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_2 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad ; \quad (3.2)$$

$$\text{iv)} \quad \begin{bmatrix} P_3(\omega_i^2) \\ \vdots \\ -\kappa_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_3 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad ;$$

$$\text{v)} \quad -\kappa_1 \varphi_1' - \kappa_1 \varphi_1'' - \kappa_2 \varphi_2' - \kappa_3 \varphi_3' + (2\kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 - \omega_i^2 J_0) \varphi_0 = 0.$$

Die Systeme (3.2) i und ii) ergeben sofort:

$$\phi_0 = \frac{\Delta_1(\omega_i^2)}{\Delta_1^*} = 0$$

da in der Aussage $\Delta_1(\omega_i^2) = \det [P_1(\omega_i^2)] = 0$.

Die Systeme (3.2) iii) und iv) können wie folgt geschrieben werden

$$\begin{cases} [P_2(\omega_i^2)] \begin{Bmatrix} \phi_2 \\ 0 \end{Bmatrix} = [0 \dots -\kappa_1]^T \phi_0, \\ [P_3(\omega_i^2)] \begin{Bmatrix} \phi_3 \\ 0 \end{Bmatrix} = [0 \dots -\kappa_3]^T \phi_0. \end{cases}$$

und, da die Determinante $\det [P_2(\omega_i^2)] \neq 0$, $\det [P_3(\omega_i^2)] \neq 0$, $\phi_0 = 0$, haben wir:

$$\begin{Bmatrix} \phi_2 \\ \phi_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

Die Gleichung (3.2) v) ergibt, da $\varphi_2' = \varphi_3' = \varphi_0 = 0$

$$-\kappa_1 (\varphi_1' + \varphi_1'') = 0.$$

Es ergibt sich: $\varphi_1'' = -\varphi_1'$

Dann können die homogenen Systeme (3.2) i), ii) geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \text{a)} \quad & [P_1(\omega_i^2)] \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_1' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \\ \text{b)} \quad & [P_1(\omega_i^2)] \begin{Bmatrix} \phi_1' \\ \phi_1'' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Werden die Unbekannten in (3.6) a) in Abhängigkeit von φ_1' , und in (3.6) b) in Abhängigkeit von $\varphi_1'' = -\varphi_1'$ ausgedrückt, ergibt sich sofort:

$$\begin{Bmatrix} \phi_1' \\ \phi_1'' \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_1' \end{Bmatrix},$$

somit stehen die, den beiden Systemen (S_1) aus dem Modalvektor entsprechenden, Komponenten im Gegensatz.

Literatur

1. Buzdrgan, Gh. g.a. Schwingungen mechanischer Systeme, Akademie-Verlag, Bukarest, 1975.
2. Tofan, M., Vlase, S. Schwingungen, Vorlesungen. Universität aus Bragov, 1985.

GOIA, I., VLASE, S.

VIBRATIILE SISTEMELOR MECANICE SIMETRICE CU NUMAR
FINIT DE GRADE DE LIBERTATE

Rezumat

In lucrare sînt analizate proprietățile unor sisteme ramificate simetrice, care modelează unele sisteme tehnice. Sînt relevate caracteristici importante referitoare la pulsațiile proprii, modurile proprii de vibrații și comportarea la vibrații forțate. Sînt prezentate posibilitățile de amortizare dinamică a unui astfel de sistem.

SCHWINGUNGEN SYMMETRISCHER MECHANISCHER SYSTEME
MIT ENDLICHER ANZAHL VON FREIHEITSGRADEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Eigenschaften von symmetrisch verzweigten Systemen, die manche technische Systeme modellieren, analysiert. Hervorgehoben werden bedeutende Charakteristiken, die sich auf die Eigenpulserungen, auf die eigenen Schwingungsmodi und auf das Verhalten bei erzwungenen Schwingungen beziehen. Es werden Möglichkeiten zur dynamischen Dämpfung eines solchen Systems dargelegt.

- 07 -

GEOMETRIEALGORITHMUS FÜR DIE ABWICKLUNG VON ÜBERSCHNITTS-
ÜBERGÄNGEN BEI BLECHROHRKONSTRUKTIONEN

Dipl. - Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität
Brasov,

Dipl. - Ing. Gheorghe Moldoveanu, Oberassistent an der
Universität Brasov.

Blechrohrkonstruktionen werden aus Rohnteilen zusammen-
gesetzt, die aus ebenen Blechen geformt werden. Für die Fertigung
derartiger Konstruktionen ist im allgemeinen die Vorbereitung
von Abwicklungen notwendig.

Zwischen den Rohrabschnitten einer Blechrohrkonstruktion
treten häufig Änderungen des Querschnitts in Grösse, Form und/
oder Lage auf. Solche Querschnittsänderungen können:

- unmittelbar (wenn die Endkonturen der zu verbindenden
Rohrabschnitte deckungsgleich sind)
 - a. durch direkte Anschliessung der Rohrabschnitte,
 - b. durch Anschliessung der Rohrabschnitte nach einer
Tangentenfläche,
 - c. durch Gestaltung des folgenden Rohrquerschnittes nach
einem beliebigen Schnitt im anliegenden Rohrabschnitt,
oder
- mittels Übergangsstücken (bei ungleichen Endkonturen der zu
verbindenden Rohrabschnitte)
 - d. mit Übergangsstücken, die eine direkte Anschliessung
an die Rohrabschnitte gestatten,
 - e. durch Erzeugung einer beliebigen Übergangsfläche zwisch-
en den Endkonturen der zu verbindenden Rohrabschnitte
ausgeführt werden.

Für die in den Fällen a, ..., d auftretenden Abwicklungspro-
bleme existieren bereits rechnerische Lösungen [1,2], so dass
diese keine Schwierigkeiten bereiten dürften.

Für den Fall e, der im folgenden behandelt wird, ist vorerst
die Aufstellung eines Geometriealgorithmus zur Erzeugung der Über-
gangsfläche notwendig.

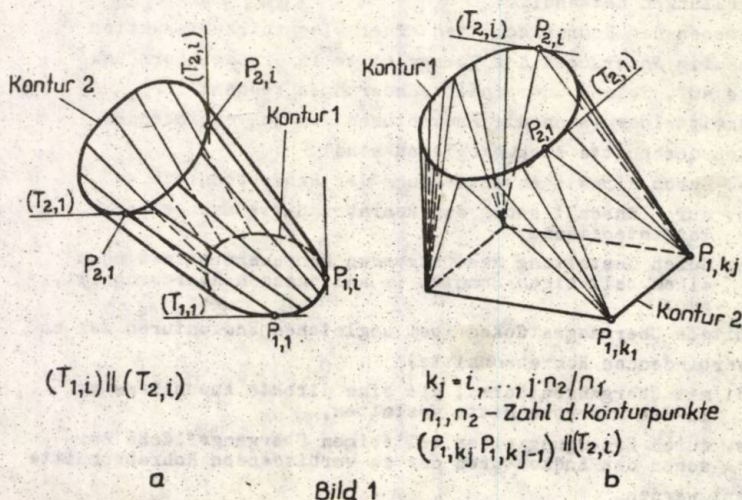
Abwicklungsgerecht eignen sich als Übergangsflächen am bes-
ten Regelflächen, die die zu verbindenden Endkonturen der Rohr-
abschnitte als Leitkurven haben. Je nach Form und Lage der Leit-

kurven können diese Regelflächen abwickelbar oder unabwickelbar sein, wobei letztere in der manuellen Abwicklung durch Triangulation angenähert werden. Da in der rechnerischen Lösung die Genauigkeit der Triangulation erheblich grösser ist, wird diese auch in diesem Fall als Näherungsmethode beibehalten.

Demnach, wird für das Übergangsstück eine Regelfläche zwischen den Endkonturen der Rohrabschnitte generiert, die nachher durch eine abwickelbare Triangulationsfläche angenähert wird.

Die meist verwendeten Rohrquerschnitte sind Ellipsen, reguläre Polygone, Rechtecke oder Ovale, so dass als Endkonturen ebene Schnitte in diesen Rohrformen in Betracht gezogen werden.

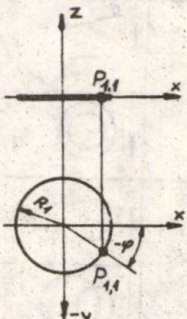
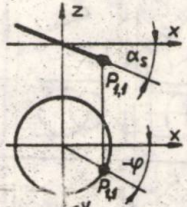
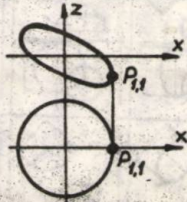
Im Bild 1 wird das Generierungsprinzip der Regelflächen zwischen den Endkonturen der Rohrabschnitte gezeigt (a-Übergang Ellipse-Ellipse; b-Übergang Ellipse-Parallelogramm).



Um die relative Position der zwei Endkonturen möglichst zweckmässig in einem räumlichen Oxyz-Koordinatensystem einzufassen, wurde, von den 6 Freiheitsgraden des 3 - dimensionalen Raumes und von den möglichen relativen Lagen zweier Ebenen im Raum ausgehend, eine Systematik der möglichen relativen Lagen der Endkonturen aufgestellt (s. Tafel 1).

In weiterer Etappe werden die Endkonturen in der Ausgangslage generiert und durch die in Tafel 1 genannten Operatoren schritt-

gegenseitige Lage d. Rohrausschnittsachsen	positionierungsoperator	parallele Endkonturebenen			nichtparallele Endkonturebenen		
		Anzahl der auf die betreffenden Rohrausschnitte senkrechten Endkonturebenen					
		2	1	0	2	1	0
zusammenfallend	z-Translation						
parallel	x-Translation						
sich schneidend	y-Rotation von 2						
windschief	y-Translation						
	x-Rotation von 2						
	z-Rotation von 1						

Rohrabschnitt	Operation	Logoschema	Berechnungsbeziehungen
0	1	2	3
1	Generieren des Normalschnitts in der xDy-Ebene, um den Winkel $-\varphi$ verdreht.		$\begin{cases} x_{P_{k,i}} = R_i \cos(\gamma_i - \varphi) \\ y_{P_{k,i}} = R_i \sin(\gamma_i - \varphi) \\ z_{P_{k,i}} = 0 \end{cases}$ mit: $\gamma_i = \frac{2\pi(i-1)}{n}$, für kreisförmigem und polygonalem Rohrquerschnitt, $\gamma_i = \gamma_{i-1} + 2 \arctg(b/a)^{-1/i+1}$, für rechteckigem Rohrquerschnitt. a und b sind die Kantenlängen des Rechtecks. <u>Bemerkung:</u> Die Konturpunkte werden um den negativen Wert des z-Rotationswinkel φ verschoben generiert, damit der Parallelismus der Tangenten in den gleichrangigen Punkten der Endkonturen 1 und 2 verwirklicht werden kann (s. Bild 1).
	Schrägschnitt des Rohrs im Winkel α_s		$\begin{cases} x_{P_{k,i}} = R_i \cos(\gamma_i - \varphi) \\ y_{P_{k,i}} = R_i \sin(\gamma_i - \varphi) \\ z_{P_{k,i}} = R_i \cos(\gamma_i - \varphi) \cdot \tg \alpha_s \end{cases}$
	z-Rotation um den Winkel φ		$\begin{cases} x_{P_{k,i}} = R_i \cos \gamma_i \\ y_{P_{k,i}} = R_i \sin \gamma_i \\ z_{P_{k,i}} = R_i \cos(\gamma_i - \varphi) \cdot \tg \alpha_s \end{cases}$
	x-, y-, z-Translationen		$\begin{cases} x_{P_{k,i}} = R_i \cos \gamma_i + A_1 \\ y_{P_{k,i}} = R_i \sin \gamma_i + B_1 \\ z_{P_{k,i}} = R_i \cos(\gamma_i - \varphi) \cdot \tg \alpha_s + C_1 \end{cases}$

Tafel 2 (Fortsetzung)

0	1	2	3
	Generieren d. Normal schnittes in der xOy-Ebene		$\begin{cases} x_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \\ y_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sin \gamma_i \\ z_{P_{2,i}} = 0 \end{cases}$ mit γ_i wie bei Rohrabschnitt 1.
	Schrägschnitt d. Rohrs im Winkel β_s		$\begin{cases} x_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \\ y_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sin \gamma_i \\ z_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \cdot \cos \beta_s \end{cases}$
2	y-Rotation um den Winkel ρ		$\begin{cases} x_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \cdot \cos(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s} \\ y_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sin \gamma_i \\ z_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \cdot \sin(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s} \end{cases}$
	x-Rotation um den Winkel η		$\begin{cases} x_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \cdot \cos(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s} \\ y_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma_i + \cos^2 \gamma_i \cdot \sin^2(\rho + \beta_s) \cdot (1 + \tan^2 \beta_s)} \cdot \cos[\eta + \arctg(\ctg \gamma_i \cdot \sin(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s})] \\ z_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma_i + \cos^2 \gamma_i \cdot \sin^2(\rho + \beta_s) \cdot (1 + \tan^2 \beta_s)} \cdot \sin[\eta + \arctg(\ctg \gamma_i \cdot \sin(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s})] \end{cases}$
	x-, y-, z-Translationen		$\begin{cases} x_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \cos \gamma_i \cdot \cos(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s} + A_2 \\ y_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma_i + \cos^2 \gamma_i \cdot \sin^2(\rho + \beta_s) \cdot (1 + \tan^2 \beta_s)} \cdot \cos[\eta + \arctg(\ctg \gamma_i \cdot \sin(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s})] + B_2 \\ z_{P_{2,i}} = R_2 \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma_i + \cos^2 \gamma_i \cdot \sin^2(\rho + \beta_s) \cdot (1 + \tan^2 \beta_s)} \cdot \sin[\eta + \arctg(\ctg \gamma_i \cdot \sin(\rho + \beta_s) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta_s})] + C_2 \end{cases}$

weise in Endlage gebracht. Die Berechnungsbeziehungen der Koordinaten der Konturpunkte werden in Tafel 2 gegeben.

Für die Erzeugung der Übergangsfläche wird nun die erzeugende Gerade die von den Punkten gleicher Ordnungszahl bestimmten Positionen der Reine nach einnehmen, wonach die Triangulation gemäss Bild 2 ausgeführt wird. Dabei werden die Kantenlängen der Dreiecke mit folgenden Gleichungen berechnet:

$$\begin{aligned} P_{1,i} P_{2,i} &= \sqrt{(x_{P_{2,i}} - x_{P_{1,i}})^2 + (y_{P_{2,i}} - y_{P_{1,i}})^2 + (z_{P_{2,i}} - z_{P_{1,i}})^2} ; \\ P_{1,i} P_{1,i+1} &= \sqrt{(x_{P_{1,i+1}} - x_{P_{1,i}})^2 + (y_{P_{1,i+1}} - y_{P_{1,i}})^2 + (z_{P_{1,i+1}} - z_{P_{1,i}})^2} ; \\ P_{2,i} P_{2,i+1} &= \sqrt{(x_{P_{2,i+1}} - x_{P_{2,i}})^2 + (y_{P_{2,i+1}} - y_{P_{2,i}})^2 + (z_{P_{2,i+1}} - z_{P_{2,i}})^2} ; \\ P_{1,i} P_{2,i+1} &= \sqrt{(x_{P_{2,i+1}} - x_{P_{1,i}})^2 + (y_{P_{2,i+1}} - y_{P_{1,i}})^2 + (z_{P_{2,i+1}} - z_{P_{1,i}})^2} . \end{aligned}$$

Für die Abwicklung wird die Übergangsfläche nach der Erzeugenden $P_{1,1}$ $P_{2,1}$ aufgeschnitten und die bildenden Dreiecke nach Bild 3 aneinandergereiht. Für die Koordinatenbestimmung der Abwicklungspunkte werden folgende Gleichungen benützt:

$$\begin{aligned} x_{D_{2,i+1}} &= x_{D_{1,i}} + P_{1,i} P_{2,i+1} \cdot \cos \mu_3 ; \quad y_{D_{2,i+1}} = y_{D_{1,i}} + P_{1,i} P_{2,i+1} \cdot \sin \mu_3 ; \\ \text{mit: } \mu_3 &= \mu_1 - \mu_2 \text{ (s. Bild 4) ;} \end{aligned}$$

$$\mu_1 = \arccos \frac{P_{2,i} \cdot P_{1,i}}{x_{D_{2,i}} - x_{D_{1,i}}} \quad \text{für } y_{D_{2,i}} > y_{D_{1,i}} ;$$

$$\mu_1 = 2\pi - \arccos \frac{P_{2,i} \cdot P_{1,i}}{x_{D_{2,i}} - x_{D_{1,i}}} \quad \text{für } y_{D_{2,i}} < y_{D_{1,i}} ;$$

$$\mu_2 = 2 \arccos \sqrt{\frac{m(m - P_{2,i} P_{2,i+1})}{P_{1,i} P_{2,i} \cdot P_{1,i} P_{2,i+1}}} ; \quad m = \frac{P_{1,i} P_{2,i} + P_{2,i} P_{2,i+1} + P_{1,i} P_{2,i+1}}{2} ;$$

und

$$x_{D_{1,i+1}} = x_{D_{1,i}} + P_{1,i} P_{1,i+1} \cdot \cos \mu_3 ; \quad y_{D_{1,i+1}} = y_{D_{1,i}} + P_{1,i} P_{1,i+1} \cdot \sin \mu_3 ;$$

$$\text{mit: } \mu_3 = \mu_1 - \mu_2 \text{ (s. Bild 5) ;}$$

$$\mu_1 = \arccos \frac{P_{2,i+1} P_{1,i}}{x_{D_{2,i+1}} - x_{D_{1,i}}} \quad \text{für } y_{D_{2,i+1}} > y_{D_{1,i}} ;$$

$$\mu_1 = 2\pi - \arccos \frac{P_{2,i+1} P_{1,i}}{x_{D_{2,i+1}} - x_{D_{1,i}}} \quad \text{für } y_{D_{2,i+1}} < y_{D_{1,i}} ;$$

$$\mu_2 = 2 \arccos \sqrt{\frac{m(m - P_{2,i+1} P_{1,i+1})}{P_{1,i} P_{2,i+1} \cdot P_{1,i} P_{1,i+1}}} ; \quad m = \frac{P_{1,i} P_{2,i+1} + P_{2,i+1} P_{1,i+1} + P_{1,i} P_{1,i+1}}{2} .$$

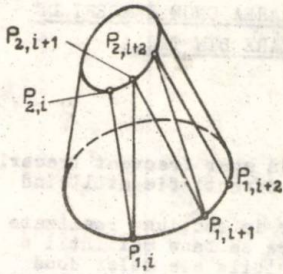


Bild 2

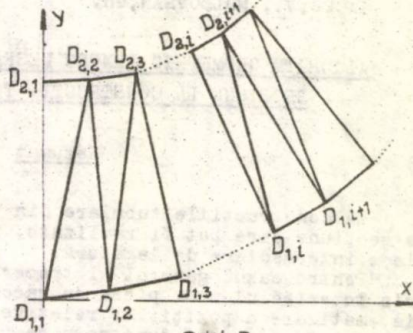


Bild 3

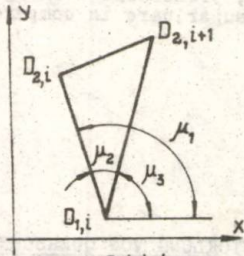


Bild 4

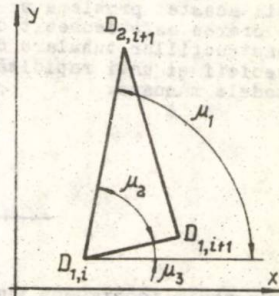


Bild 5

Auf Grund des dargestellten Algorithmus kann ein Rechnerprogramm für die automatische, rechnergestützte Abwicklung von beliebigen Übergangsstücken bei Blechrohrkonstruktionen erstellt werden. Damit wird eine höhere Genauigkeit bei einem beträchtlich geringerem Zeitaufwand im Vergleich zur manuellen Lösung erzielt.

Literaturverzeichnis

1. BUNDJULOV, V., DIMOVSKI, I. und PETROV, D. Desfășuratele pieselor din tablă, București, Editura tehnică, 1964.
2. FRANZ, G. und KOHLER, P. Rechnerische Lösung von Abwicklungsproblemen. In: Maschinenbautechnik, H.1, 1985, S. 31-34.

IACOB, V., MOLDOVEAN, GH.

ALGORITHM GEOMETRIC PENTRU DESFASURAREA UNOR TRECERI DE
SECTIUNE LA CONSTRUCTII TUBULARE DIN TABLA

Rezumat

La construcțiile tubulare din tablă apar frecvent treceri de secțiune care pot fi realizate, fie direct, fie utilizând piese intermediare de legătură.

Pentru cazul general al trecerilor de secțiune realizate prin intermediul unor piese de racordare se face mai întâi o sistematizare a pozițiilor relative posibile ale celor două secțiuni de racordat după care se prezintă un algoritm de generare și desfășurare a suprafețelor de trecere, în vederea rezolvării acestei probleme pe calculator.

Lucrarea este deosebit de utilă în proiectarea și executarea construcțiilor tubulare din tablă, prezentând avantajele unei precizii și unei rapidități mult superioare în comparație cu metodele manuale.

GEOMETRISALGORITHMUS FÜR DIE ABWICKLUNG VON QUERSCHNITT-
TSÜBERGÄNGEN BEI BLECHROHRKONSTRUKTIONEN

Zusammenfassung

Die in Blechrohrkonstruktionen auftretenden Querschnittsübergänge können direkt oder mittels Übergangsstücken ausgeführt werden.

Für den allgemeinen Fall der Querschnittsübergänge mittels beliebiger Übergangsstücke wird, nach Darstellung einer Systematik der möglichen relativen Lagen der zu verbindenden Rohrquerschnitte, ein Algorithmus für die Erzeugung und Abwicklung der Übergangsflächen gezeigt. Dieser Algorithmus ermöglicht die rechnerische Lösung des Problems, womit eine höhere Genauigkeit und eine erhebliche Zeiteinsparung erzielt werden.

USE OF THE PERSONAL COMPUTER FOR ENGINEERING DRAWING

Eng. Ionel BATOG, assistant professor, University of Braşov.

1. Introduction

The capacity of personal computers to draw pictures on the screen gives the possibility of using them in engineering drawing. When using the personal computer for engineering drawing, we shall have to adjust the technical drawing rules and conventions with the computer's possibilities of displaying the graphics on the screen.

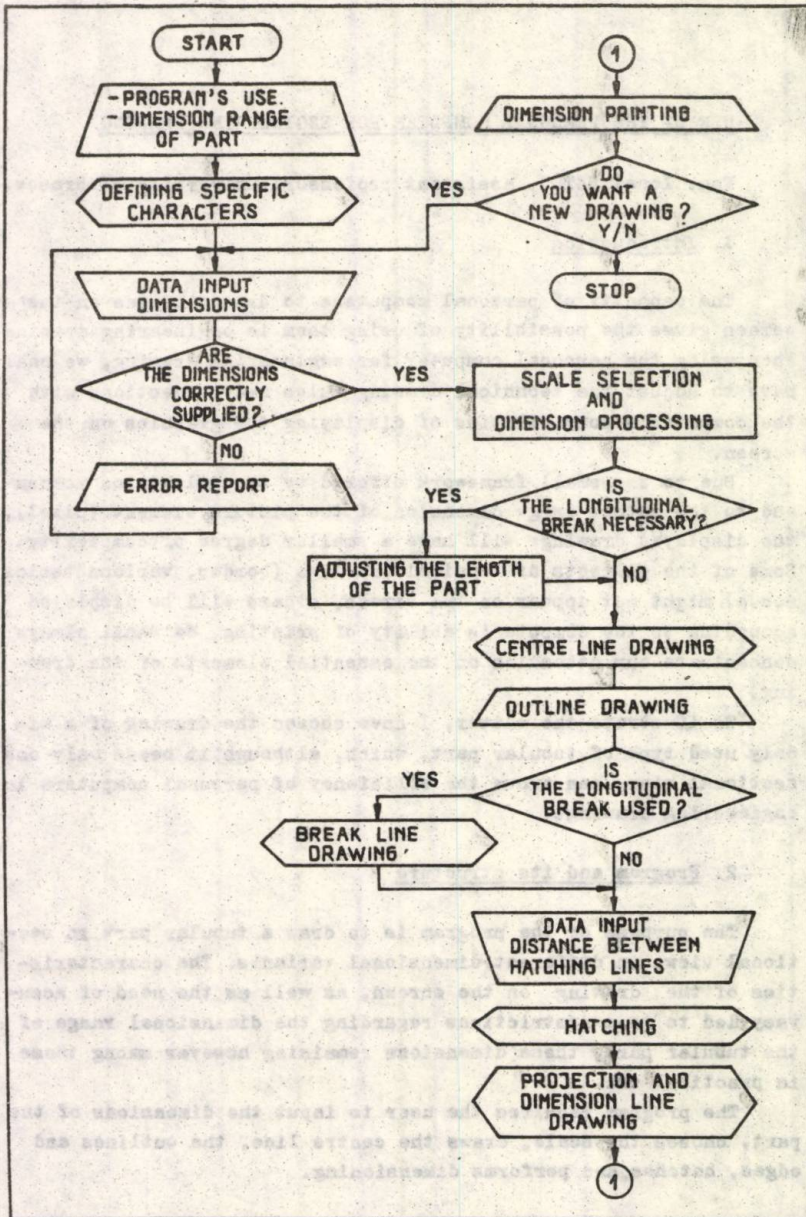
Due to the small framework offered by the television screen and to the rather large dimension of the picture element (pixel), the displayed drawings will have a smaller degree of complexity. Some of the elements of technical drawings (border, various tables, a.s.o) might not appear on the screen, others will be displayed according to the computer's ability of printing. We shall always concentrate our attention on the essential elements of the drawing.

To illustrate the matter, I have chosen the drawing of a widely used type of tubular part, which, although it needs only one sectional view, can prove the efficiency of personal computers in engineering drawing.

2. Program and its structure

The purpose of the program is to draw a tubular part in sectional view, in different dimensional variants. The characteristics of the drawing on the screen, as well as the need of accuracy led to some restrictions regarding the dimensional range of the tubular part, these dimensions remaining however among those in practical use.

The program requires the user to input the dimensions of the part, chooses the scale, draws the centre line, the outlines and edges, hatches and performs dimensioning.



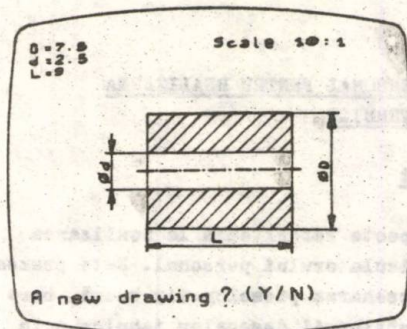


Fig.1

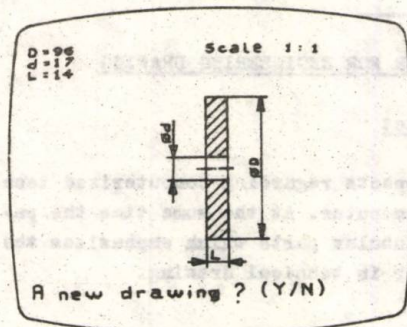


Fig.2

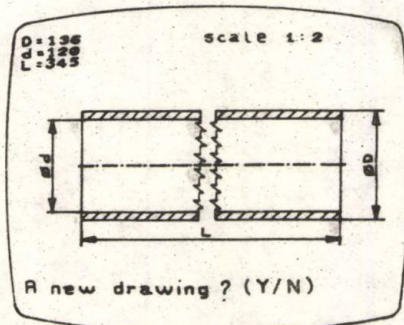


Fig.3

The structure of the program is shown in the logical diagram, fig.1. The drawings displayed for several dimensional variants are presented in fig.2,3,4.

The program has been written in BASIC language and run on a personal computer type "Tim-S".

Bibliography

1. Mott, L.C. Engineering Drawing and Construction, Oxford University, 1976.
2. Vickers, S. ZX SPECTRUM BASIC Programming, Sinclair Research Ltd, Cambridge, 1983.

BATOĞ, I.

UTILIZAREA CALCULATORULUI PERSONAL PENTRU REALIZAREA
DESENELOR TEHNICE

Rezumat

Lucrarea prezintă câteva aspecte referitoare la realizarea desenelor tehnice cu ajutorul calculatorului personal. Este prezentat un program realizat pentru desenarea pieselor tip bușă, care pune în evidență posibilitățile obținerii desenelor tehnice prin intermediul calculatorului personal.

USE OF THE PERSONAL COMPUTER FOR ENGINEERING DRAWING

Abstract

The paper presents some aspects regarding computerized technical drawing using a personal computer. At the same time the paper presents a program to draw tubular parts which emphasizes the possibility of using the computer in technical drawing.

ANALYSIS OF STRESSES IN LEAF SPRINGS

USING THE PHOTOELASTICITY METHOD

Ioan Lintetchi, Mech.E.,
assistant lecturer, Department of Machinery
Parts, Mechanisms and Drawings, The University
of Braşov;

Mariana Lintetchi, Ph.,
physicist, The Research and Engineering
Institute for Motor Vehicles - Braşov.

1. Introduction

Unlike other photomechanical, optical or electrical approaches used in the experimental analysis of induced stress, the photoelasticity method gives the possibility of obtaining a complete image of the stress field.

The purpose of this paper is to present the photoelasticity analysis of leaf springs used for motor vehicles front suspensions and to make a final comparison of the analytical calculus and the photoelasticity method.

It could be noticed that in service this type of spring broke in the proximity of the spring eye. There are two possible causes:

- a) The fracture is due to a hair-crack in the part resulted either from faulty machining or from defective treatment.
- b) The fracture is due to stress concentrations occurring in the above mentioned area.

2. Experiment development and result processing

A spring sample was made of araldite B at a scale of 1:2. This sample was next strained by applying a progressive load with the polariscope testing device and with the auxiliary holding device designed for that purpose.

The isochromatic curves were then photographed. These curves gave the possibility to determine the intensity of the main stresses as well as the variation of the contour line

stresses.

2.1. Calibration

Quantitative determination of the induced stress in a photoelastic sample depends on the knowledge of the sample photoelastic constant which can be found experimentally.

The calibration specimen was subjected to pure bending considering that a leaf spring is mainly a bending spring.

A prismatic specimen was used for calibration which was gradually loaded and the values of the force and of the bend magnitude were written down. Using these pairs of values the calibration curve $P = \varphi(k)$ could be traced.

Finding the average of the calculated constants for different values of P and k the photoelastic constant was obtained:

$$F_1 \cdot l = P \cdot l_2 ; l_1 = 800 \text{ mm} ; l_2 = 152 \text{ mm} ; P = F_1 \cdot 5.26.$$

The maximum stress in the sample is:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_1}{W_z} = \frac{3 P_e}{bh^2} ; \sigma_1 - \sigma_2 = k \sigma_0 ; \sigma_1 = \sigma_{\max} = k \sigma_0 ;$$

$$\sigma_0 = \frac{3Pe}{kbh^2} ; \sigma_0 = 23,43 \text{ daN/cm}^2 \text{ fringe.}$$

2.2. Sample loading

The sample previously described has been subjected to three types of experiments by being placed in the charging mechanism of the polarizer:

- It was subjected to a static bending test.
- It was fixed at its fourth leaf, then bent.
- The second covering leaf was replaced by a straight one and then the spring was subjected to a static bending stress by applying an axial force too.

2.2.1. First type of experiments

The immediate qualitative result obtained by analysing the isochromatic lines consists in the diagram of the chord stress variation along the contour line.

$$\sigma_1 - \sigma_2 = k \sigma_0 = \sigma_c ; k = 0, 1, 2, \dots ; \sigma_2 = k \sigma_0 = \sigma_c .$$

The values determined are shown in Table 1.

Table 1

No.	F_1 [dan]	F_2 [dan]	l_1 [mm]	l_2 [mm]
1	$50 \cdot 10^{-3}$	$217 \cdot 10^{-3}$	800	184
2	$100 \cdot 10^{-3}$	$434 \cdot 10^{-3}$	800	184
3	$200 \cdot 10^{-3}$	$848 \cdot 10^{-3}$	800	184
4	$250 \cdot 10^{-3}$	$1085 \cdot 10^{-3}$	800	184

For each value determined the variable stress on the contour line of each leaf was traced. Fig.1 shows an example of stress variation on the contour line in the Δ area (fixing area) for $F_2 = 434 \cdot 10^{-3}$ dan.

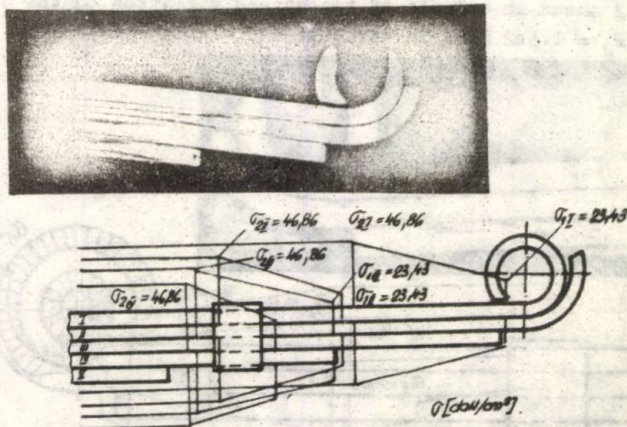


Fig.1.

2.2.2. Second type of experiments

A dynamic quantitative or qualitative test (shocks, acceleration, deceleration) could not be performed not for lack of simulation means similar to real conditions but because we had neither a camera able of such a recording speed nor an impulse generator to provide the necessary light for that kind of sequential measurement. Nevertheless, in order to be able to evaluate dynamics a photoelastic analysis was made assuming that in service shocks are absorbed by the spring eye and by adjoin-

ing leaves, the rest of the spring being less stressed due to its inertial mass.

To that aim the spring was fixed at its fourth leaf and the analysis was carried on as above in stationary condition.

The following values could be determined:

Table 2

No.	F_1 [daN]	F_2 [daN]	l_1 [mm]	l_2 [mm]
1	$50 \cdot 10^{-3}$	$217 \cdot 10^{-3}$	800	184
2	$300 \cdot 10^{-3}$	$1302 \cdot 10^{-3}$	800	184
3	$400 \cdot 10^{-3}$	$1736 \cdot 10^{-3}$	800	184
4	$600 \cdot 10^{-3}$	$2604 \cdot 10^{-3}$	800	184
5	$700 \cdot 10^{-3}$	$3038 \cdot 10^{-3}$	800	184

Fig.2 shows an example of the stress variation on the contour line for $F_2 = 1.302$ daN, in the A area.

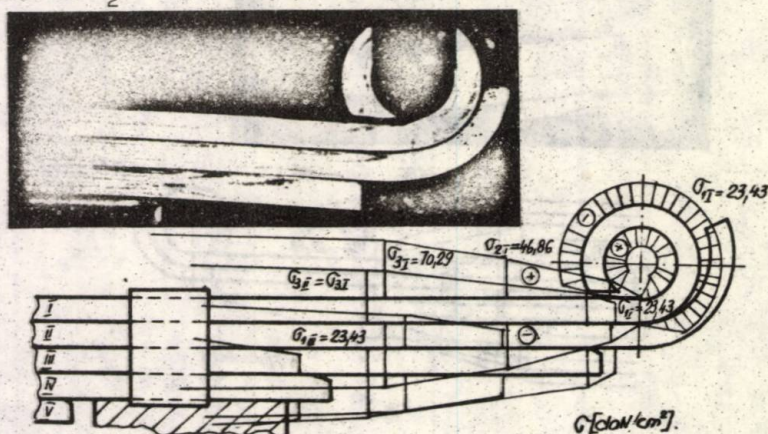


Fig. 2

2.2.3. Third type of experiments

Another sample of an existing spring was made of Araldite B at a scale of 1:1, in which the covering leaf was missing.

Values found are shown in Table 3.

Table 3

No.	F_1 [daN]	F_2 [daN]	l_1 [mm]	l_2 [mm]
1	$100 \cdot 10^{-3}$	$434 \cdot 10^{-3}$	800	184
2	$250 \cdot 10^{-3}$	$1085 \cdot 10^{-3}$	800	184
3	$270 \cdot 10^{-3}$	$1172 \cdot 10^{-3}$	800	184

Fig. 3 shows an example of stress variation on the contour line for $F_2 = 1172 \cdot 10^{-3}$ daN.

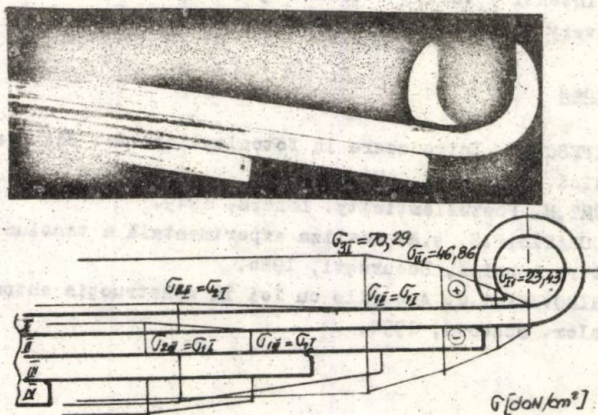


Fig. 3

2.3. Conclusions

Analysing stress variation on the spring leaf contour line in these three different experiments the following conclusions could be drawn:

- In the first leaf stress increases from the spring eye to the spring strap from zero to its maximum value at about one-fifth of the spring length, then keeping unmodified up to the rigid fixing. An induced stress can be noticed in the area the bolt presses on the spring eye. This progression of the stress as well as the compression condition occurring in the area of contact between the bolt and the spring can lead in case of very large stresses to spring fracture but only when there are hair

cracks resulted from heat treatment or spring eye forming.

b) In the other leaves stress increases from zero to its maximum value within a longer distance.

c) Induced stress can be disturbed not only in the contact areas between the leaves (as it was assumed in the theoretical calculus according to Parhirovski's theory [4], but in intermediate areas too, the growth being not absolutely linear.

At the rigid fixing and the same maximum stress intensity is obtained in all leaves thus providing the correct design of the laminated spring and confirming theoretical calculus.

Stress intensity values obtained by using each of the three methods are very close to each other.

References

1. IOSIPESCU, M. Introducere în fotoelasticitate. Editura tehnică, București, 1960.
2. FROCHT, M. Photoelasticity. Londra, 1949.
3. THEOCRATIS, P.S. ș.a. Analiza experimentală a tensiunilor. Editura tehnică, București, 1960.
4. PARHIROVSKI, I.G. Arcurile cu foi în construcția automobilelor. Moscova, 1954.

DIRTUTCHI, I. , LENTENARI, M.

STUDIUL EFORTURILOR CARE APARE ÎN ARBURILE CU FOI PAIN
METODA FOTOELASTICĂ

Rezumat

În lucrare se prezintă studiul fotoelastic al arburilor cu foi, cu referire la arburile utilizate la suspensia față a autocamionelor. Această metodă a permis obținerea unui tablou complet al stării de tensiune în diferite regimuri de solicitare.

ANALYSIS OF STRESSES IN LEAF SPRINGS USING THE
PHOTOELASTICITY METHOD

Synopsis

This paper presents the photoelastic analysis of leaf springs used for motor vehicle front suspension. This method gave the possibility of obtaining a complete image of the stress induced in different strain conditions.

1. The first part of the report

2. The second part of the report

3. The third part of the report

4. The fourth part of the report

5. The fifth part of the report

6. The sixth part of the report

7. The seventh part of the report

- 06 -

KINEMATISCHE UND DYNAMISCHE ASPEKTE DES KEGELRADUMLAUF-
LENKGETRIEBES MIT DREIFACHEM PLANETEN

Dr.-Ing. Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov,
Dr.-Ing. Dorin Diaconescu, Oberassistent an der Universität
Braşov.

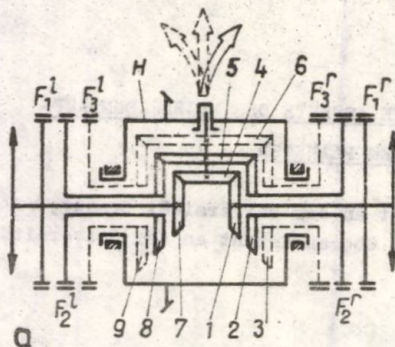
1. Einführung

Die Steigerung der Wendigkeit der Raupenfahrzeuge erfordert die Anwendung von Lenkgetrieben mit grosser Wendekreisshalbmesserzahl in den Verhältnissen der Herabsetzung der Energieverluste durch Reibung. Mit der Erhöhung des Wendigkeitsgrades wächst, implizite, auch die Komplexität des Lenkgetriebes, was ernste technisch-ökonomische Probleme erhebt. Das Kegelradumlauf lenkgetriebe mit dreifachem Planetenrad stellt eine optimale Lösung für Fahrzeuge mittlerer Wendigkeit dar, da es, bei einem relativ einfachen strukturellen Schema, die Ausführung von drei Wendekreisshalbmessern ermöglicht. Im folgenden werden für dieses Lenkgetriebe die Ausdrücke der Winkelgeschwindigkeiten, der Drehmomente ohne und mit Berücksichtigung der Reibung und der den betriebscharakteristischen Zuständen entsprechenden Wirkungsgrade festgesetzt. Diese Grössen sind, sowohl in der Projektierungsphase, wie auch in der vergleichenden Analyse der verschiedenen Lenkungs-Umlaufgetriebe nützlich.

2. Bezeichnungen

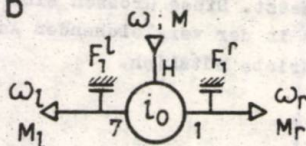
Gemäss der Bilder 1 a, ..., g wurden in der Analyse des Lenkgetriebes folgende Bezeichnungen verwendet:

- B, R - Spurweite, bzw. Wendekreisshalbmesser,
- l, r - Indizes für die Bezeichnung der charakteristischen Grössen für Linkswendung (l), bzw. der Rechtswendung (r),
- $F_j = 1, F_j = 0$ - voll eingeschaltete Bremse, bzw. ausgeschaltete Bremse,
- L - Zahl der An- und Abtriebe des Lenkgetriebes;
- $M_j, \tilde{M}_j$ - Drehmoment am Glied j, ohne, bzw. mit Reibung,
- ω_j - Winkelgeschwindigkeit des Gliedes j,

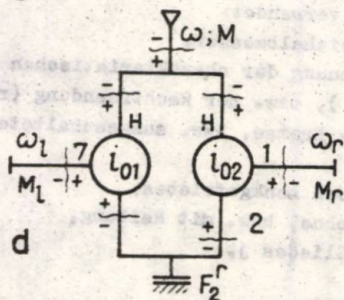


	F_1^R	F_2^R	F_3^R	F_1^L	F_2^L	F_3^L	Funktions-situation
1	1	0	0	0	0	0	Rechtsdrehung $R = 0,5B$
2	0	1	0	0	0	0	Rechtsdrehung $R > 0,5B$
3	0	0	1	0	0	0	Rechtsdrehung $R > 0,5B$
4	0	0	0	1	0	0	Links-drehung $R = 0,5B$
5	0	0	0	0	1	0	Links-drehung $R > 0,5B$
6	0	0	0	0	0	1	Links-drehung $R > 0,5B$
7	0	0	0	0	0	0	geradlinige Fahrt $R = \infty$

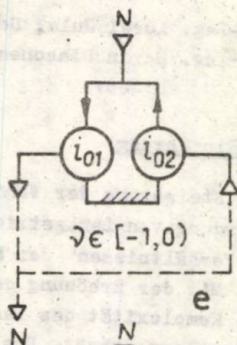
b



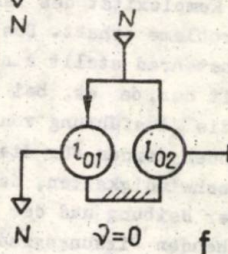
c



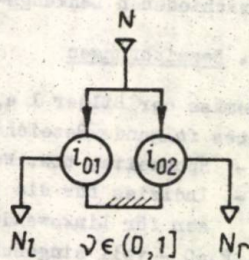
d



e



f



g

Bild. 1

$i_{xy}^z = \omega_{xz} / \omega_{yz}$, $i_{xy} = \omega_x / \omega_y$ - Übersetzungen,

$\bar{i}_{xy} = - \frac{M_y}{M_x}$ - Momentenverhältnisse,

$i_{01} = i_{72}^H = -0,75$; $i_{02} = i_{12}^H = +0,75$ - innere Übersetzungen der Teilgetriebe aus Bild 1,d,...,g,

ρ, ν - Geschwindigkeits- bzw. Drehmomentfaktor ($\rho_l = \frac{\omega_l}{\omega_r}$, $\rho_r = \frac{\omega_r}{\omega_l}$,
 $\nu_l = \frac{M_l}{M_r} = \frac{M_7}{M_1}$, $\nu_r = \frac{M_r}{M_l} = \frac{M_1}{M_7}$),

$N_j = M_j \omega_j$, $\tilde{N}_j = \tilde{M}_j \omega_j$ - Leistung am Glied j, ohne, bzw. mit Reibung,

η , η_{0j} - Lenkgetriebewirkungsgrad, bzw. Wirkungsgrade der den das Lenkgetriebe bildenden Teilgetrieben zugeordneten Standgetriebe (s. Bild 1,d,...,g),

$\bar{i}_0 = \bar{i}_{\eta}^H = i_{\eta}^H \cdot \eta_0^x = -1,0,95^x$, $\bar{i}_{01} = \bar{i}_{72}^H = i_{01} \cdot \eta_{01}^{x_1} = -0,75,0,95^{x_1}$, $\bar{i}_{02} = \bar{i}_{12}^H = -1,02 \cdot \eta_{02}^{x_2} = 0,75,0,95^{x_2}$ - Momentenverhältnisse der den Teilgetrieben entsprechenden Standgetriebe (Bild 1,c und d),

z_j - Zähnezahl des Rades j.

Präzisierung: a. Da Linkswendung (l) und Rechtswendung (r) symmetrisch sind, wird in der Arbeit nur der Fall der Rechtsdrehung analysiert.

b. Die Funktion des Getriebes im Fall des Festhaltens der Sonnenräder 3,8 oder 9 ist der Funktion des Getriebes im Fall des Festhaltens des Rades 2 analog; folglich wird anschliessend nur der Fall des Lenkgetriebes mit festgehaltenem Rad 2 analysiert.

3. Strukturelle Analyse

Durch Einschalten einer Bremse wird das Planetenlenkgetriebe zwangsläufig.

Im Fall der Einschaltung der Bremsen F_1^l oder F_1^r hat das Lenkgetriebe einen Antrieb und einen Abtrieb ($L = 2$), während es beim Einschalten der anderen Bremsen drei An- und Abtriebe hat ($L = 3$). So hat beim Einschalten der Bremse F_1^r ($\omega_r \cdot M_r = 0$), (s. Bild 1,c) das Lenkgetriebe $L = 2$: (ω, M), (ω_l, M_l) und beim Einschalten der Bremse F_2^r (Bild 1,d) $L = 3$: (ω, M), ($\omega_l = \omega_7, M_l = M_7$), ($\omega_r = \omega_1, M_r = M_1$). In der Analyse, die ausgeführt wird, werden als unabhängige Grössen die Geschwindigkeit ω , das Moment M_l und das Verhältnis $\nu = M_r / M_e$ betrachtet.

4. Kinematische Analyse

In der kinematischen Analyse werden die Funktionsfälle 1 und 2 (Bild 1,b) betrachtet, die beim analysierten Lenkgetriebe relevante Funktionszustände bilden. Im Fall 1 wird die Kinematik des Lenkgetriebes durch folgende Grössen charakterisiert (Bild 1, a und c):

$$\omega_r = \omega_1 = 0; \quad \omega_l = \omega_7 = (1 - i_{71}^H) \omega = 2 \omega;$$

$$p = p_r = \omega_r / \omega_l = 0;$$

$$R = 0,5 B \frac{1+p}{1-p} = 0,5 B.$$

Im Fall 2 (Bild 1,a und d) werden folgende Grössen erhalten:

$$\omega_r = \omega_1 = \omega, \quad i_{1H}^2 = \omega(1 - i_{02}) = 0,25 \omega;$$

$$\omega_l = \omega_7 = \omega \cdot i_{7H}^2 = \omega(1 - i_{01}) = 1,75 \omega;$$

$$p = p_r = \frac{\omega_r}{\omega_l} = \frac{1 - i_{02}}{1 - i_{01}} = \frac{1}{7};$$

$$R = 0,5 B \frac{1+p}{1-p} = 1,333 \frac{B}{2}.$$

5. Analyse der Momente

Im Fall 1 treten zwischen den Momenten des Lenkgetriebes (Bild 1,o) folgende Korrelationen ein:

$$M_H = -M_l \cdot i_{7H}^1 = -M_l (1 - i_{71}^H) = -2 M_l;$$

$$M_1 = -M_l \cdot i_{71}^H = M_l;$$

und im Fall 2 (Bild 1,d):

$$M_r = \varphi \cdot M_l;$$

$$M_H^1 = -M_l \cdot i_{7H}^2 = -M_l (1 - i_{01}) = -1,75 M_l;$$

$$M_H^r = -M_l \cdot i_{1H}^2 = -M_l \varphi (1 - i_{02}) = -0,25 \varphi M_l;$$

$$M = M_H^1 + M_H^r = -M_l [(1 - i_{01}) + \varphi (1 - i_{02})] = -0,25 M_l (7 + \varphi).$$

Diese Korrelationen wurden in der Voraussetzung der Vernachlässigung der Reibung festgesetzt. Bei Berücksichtigung der Reibung werden die Ausdrücke der Momente aus den vorhergehenden Ausdrücken durch Ersetzen der inneren Übersetzungen i_{oj} mit den Momentenverhältnissen der den Teilgetrieben entsprechenden Standgetriebe $\bar{i}_{oj}$

$$1. \quad \tilde{M}_H = -\tilde{M}_l (1 - \bar{i}_{71}^H) = -\tilde{M}_l (1 - i_{71}^H \cdot \eta_o^x) = -\tilde{M}_l (1 + 0,95^x);$$

$$2. \quad \tilde{M}_r = \varphi \tilde{M}_l; \quad \tilde{M}_H = -\tilde{M}_l [(1 - \bar{i}_{01}) + \varphi (1 - \bar{i}_{02})];$$

$$\bar{i}_{01} = i_{01} \cdot \eta_{01}^{x_1} = -0,75 \cdot 0,95^{x_1}; \quad \bar{i}_{02} = i_{02} \cdot \eta_{02}^{x_2} = 0,75 \cdot 0,95^{x_2}.$$

erhalten [2].

6. Theoretischer Leistungsfluss und Bestimmung der Exponenten x , x_1 und x_2

Im Funktionsfall 1 (Bild 1, a, b und c) ist der theoretische Leistungsfluss evident und der Exponent x hat den Wert:

$$x = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{7H} M_7}{-\omega_7 M_7} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_7 - \omega_H}{-\omega_7} = \operatorname{sgn} \left(-1 + \frac{\omega}{\omega_l} \right) = -1.$$

Im Fall 2 (Bild 1, a, b, d) ergibt sich der theoretische Leistungsfluss aus dem Verhältnis,

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\omega_l M_l}{\omega M} = \frac{-(1 - i_{01})}{(1 - i_{01}) + \vartheta(1 - i_{02})} = \frac{-1}{1 + \vartheta} = \frac{-7}{7 + \vartheta};$$

wird für den Faktor der Momente das Wertintervall $\vartheta \in [-1, 1]$ betrachtet, werden aus der vorherigen Beziehung folgende wichtige, im Bild 1, e, ..., g dargestellte Sonderfälle erhalten:

a. $\vartheta \in [-1, 0] \Rightarrow \frac{N_1}{N} \in \left[\frac{-7}{6}, -1 \right)$ - Bild 1, e;

b. $\vartheta = 0 \Rightarrow \frac{N_1}{N} = -1$ - Bild 1, f;

c. $\vartheta \in (0, +1] \Rightarrow \frac{N_1}{N} \in \left(-1, -\frac{7}{8} \right]$ - Bild 1, g.

Gemäss dieser Ergebnisse werden für die Exponenten x_1 und x_2 folgende Werte erhalten:

$$x_1 = x_1(-1 \leq \vartheta \leq 1) = \operatorname{sgn} \frac{(\omega_7 - \omega_H) M_7}{-\omega_7 M_7} = \operatorname{sgn} \left(-1 + \frac{\omega}{\omega_9} \right) = -1;$$

$$x_2(\vartheta < 0) = \operatorname{sgn} \frac{(\omega_l - \omega_H) M_l}{+\omega_l M_l} = \operatorname{sgn} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_r} \right) = -1;$$

$$x_2(\vartheta > 0) = \operatorname{sgn} \frac{(\omega_l - \omega_H) M_l}{-\omega_l M_l} = \operatorname{sgn} \left(-1 + \frac{\omega}{\omega_r} \right) = +1$$

7. Wirkungsgrad

Im Fall 1 (Bild 1, b und c) hat das Lenkgetriebe den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\tilde{M}_l \omega_l}{\tilde{M} \omega} = \frac{-\tilde{M}_7 \omega_7}{\tilde{M} \omega} = \frac{\bar{i}_{H7}}{\bar{i}_{H7}} = \frac{1 - i_{71}}{1 - \bar{i}_{71}} = \frac{1 + 1}{1 + 1,052} = 0,974,$$

und im Fall 2 (Bild 1, b, e, f und g) die Wirkungsgrade:

$$\begin{aligned} \eta(\vartheta \leq 0) &= \frac{-\omega_l \tilde{M}_l}{\omega \tilde{M} + \omega_l \tilde{M}_l} = \frac{\bar{i}_{H7} / \bar{i}_{H7}}{1 - (\bar{i}_{H1} / \bar{i}_{H1})} = \frac{1 - i_{01}}{(1 - \bar{i}_{01}) - \vartheta(\bar{i}_{02} - \bar{i}_{02})} = \\ &= \frac{1,75}{1,789 - \vartheta \cdot 0,039} \in [0,957, 0,978]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta(\vartheta \geq 0) &= \frac{-\omega_l \tilde{M}_l - \omega_r \tilde{M}_r}{\omega \tilde{M}} = \frac{\bar{i}_{H7}}{\bar{i}_{H7}} + \frac{\bar{i}_{H1}}{\bar{i}_{H1}} = \frac{(1 - i_{01}) + \vartheta(1 - i_{02})}{(1 - \bar{i}_{01}) + \vartheta(1 - \bar{i}_{02})} = \\ &= \frac{1,75 + 0,25\vartheta}{1,789 + 0,287\vartheta} \in [0,978, 0,963]. \end{aligned}$$

8. Schlussfolgerungen

Die im Fall der Situationen 1 und 2 (Bild 1,b), die als relevante Analysesituationen betrachtet werden, benützte Arbeitsweise kann, durch Analogie auch auf den Fall der anderen Funktionssituationen (3,...,6 - Bild 1,b) ausgedeutet werden; die erhaltenen Ergebnisse sind beim Entwurf der Einzelteile des Lenkgetriebes, sowie in der vergleichenden Analyse mit anderen Lenkumlaufgetrieben notwendig.

Das betrachtete Lenkgetriebe führt minimale Wendekreis halbmesser ($R = B/2$) in den Funktionssituationen 1 und 4 (Bild 1,a und b) aus; in den anderen Situationen (2,3,5 und 6 - Bild 1,b) werden Wendekreis halbmesser $R > B/2$ erhalten, die durch das Auftreten eines geschlossenen Leistungsflusses zwischen den Raupen bei $\dot{V} < 0$ (Bild 1,e) charakterisiert werden.

9. Literaturverzeichnis

1. JULA, A., DIACONESCU, D. Das theoretische Modell der Kurvenfahrt von Raupenschleppern. In: Bul.Univ.din Braşov, seria A, vol.XXIV, 1982, S.59-66.
2. DIACONESCU, D., MUNTEANU, O. Dynamische Aspekte der Planetengetriebe. In: Bul.Univ.din Braşov, seria A, vol.XXV, 1983, S.47-54.
3. DUDITA, FL., DIACONESCU, D. Curs de mecanisme. Structura mecanismelor. Fasc.I. Univ.din Braşov, 1984.

JULA, A., DIACONESCU, D.

ASPECTE CINEMATICE SI DINAMICE ALE MECANISMULUI PLANETAR DE
DIRECTIE CU ROTI CONICE SI SATELIT TRIPLU

Rezumat

In lucrare se efectuează analiza cinematică și dinamică (se stabilesc momentele fără și cu frecare, circulația teoretică de putere și randamentul), pentru două situații relevante de funcționare ale mecanismului planetar de direcție cu roți conice și satelit triplu. Modelul de analiză este utilizabil și în celelalte situații de funcționare. Rezultatele obținute sînt utile în proiectarea organo - logică, precum și în analiza comparativă a mecanismelor planetare de direcție.

KINEMATISCHE UND DYNAMISCHE ASPEKTE DES KEGELRADUMLAUF -
LENKGETRIEBES MIT DREIFACHEM PLANETEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die kinematische und dynamische Analyse (es werden die Momente ohne und mit Reibung, der theoretische Leistungsfluss und der Wirkungsgrad bestimmt) für zwei relevante Funktionssituationen des Kegelradumlauf lenkgetriebes mit dreifachem Planeten ausgeführt. Das Analysemodell ist auch in den anderen Funktionssituationen anwendbar. Die erhaltenen Ergebnisse sind beim Entwurf der Einzelteile, wie auch bei der vergleichenden Analyse der Umlauf lenkgetriebe nützlich.

- 86 -

LA DETERMINATION DES CONDITIONS DE DECOUPLAGE PAR
INERTIE DES MODES DE VIBRATION DANS LES GROUPE
MOTEURS A APPUIS ELASTIQUES

Dr. Mihai Ciobanu, chargé de cours à l'Université
de Braşov ;

Ioan Daj - F., assistant à l'Université de
Braşov .

Dans la construction automobile, la fixation sur le châssis des groupes moteurs est réalisée par l'intermédiaire d'éléments élastiques (appuis en caoutchouc ou en métal-caoutchouc) [1]. Les déterminations expérimentales ont révélé que le niveau des vibrations transmises au châssis par le groupe-force peut être diminué si on réalise le découplage par inertie des modes de vibrations du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques [2,3,4].

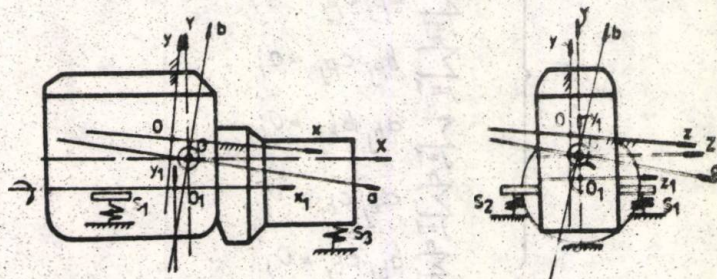


Fig. 21

La matrice d'inertie du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques est une matrice composée pouvant être considérée comme diagonale par rapport aux blocs principaux [4]. C'est pourquoi on réalise le découplage par inertie des translations du centre de masse du groupe, des rotations autour des axes principaux d'inertie.

La matrice d'inertie des translations est une matrice diagonale, réalisant ainsi le découplage des translations du groupe moteur [4].

Afin de découpler les rotations du groupe moteur, il est encore nécessaire que la matrice d'inertie des rotations (M_r) soit également une matrice diagonale.

La matrice (M_r) est non-diagonale, comportant des termes variables dans le temps.

La diagonalisation de la matrice (M_r) est réalisée par l'annulation des termes non-diagonaux, à savoir :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=1}^n a_{pj} b_{pj} = 0; \\ \sum_{j=1}^n a_{pj} c_{pj} = 0; \\ \sum_{j=1}^n b_{pj} c_{pj} = 0; \\ \sum_{j=1}^n a_{bj} b_{bj} = 0; \\ \sum_{j=1}^n a_{bj} c_{bj} = 0; \\ \sum_{j=1}^n b_{bj} c_{bj} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

où a_{pj}, b_{pj}, c_{pj} représentent les coordonnées des centre de masse des pistons du moteur, par rapport au système de coordonnées central principal d'inertie (v. fig. 1), et a_{bj}, b_{bj}, c_{bj} représentent les coordonnées des centres de masse des bielles du moteur, par rapport au même système.

Tenant compte du fait que :

$$\begin{aligned}
 a_{pj} &= [\delta_{11} \delta_{12} \delta_{13}] \begin{Bmatrix} x_{pj} \\ y_{pj} \\ z_{pj} \end{Bmatrix} ; \\
 b_{pj} &= [\delta_{21} \delta_{22} \delta_{23}] \begin{Bmatrix} x_{pj} \\ y_{pj} \\ z_{pj} \end{Bmatrix} ; \\
 c_{pj} &= [\delta_{31} \delta_{32} \delta_{33}] \begin{Bmatrix} x_{pj} \\ y_{pj} \\ z_{pj} \end{Bmatrix} ; \\
 a_{bj} &= [\delta_{11} \delta_{12} \delta_{13}] \begin{Bmatrix} x_{bj} \\ y_{bj} \\ z_{bj} \end{Bmatrix} ; \\
 b_{bj} &= [\delta_{21} \delta_{22} \delta_{23}] \begin{Bmatrix} x_{bj} \\ y_{bj} \\ z_{bj} \end{Bmatrix} ; \\
 c_{bj} &= [\delta_{31} \delta_{32} \delta_{33}] \begin{Bmatrix} x_{bj} \\ y_{bj} \\ z_{bj} \end{Bmatrix} ,
 \end{aligned} \tag{2}$$

- où x_{pj}, y_{pj}, z_{pj} représentent les coordonnées du centre de masse du piston j, x_{bj}, y_{bj}, z_{bj} représentent les coordonnées du centre de masse de la bielle j, par rapport au système central de coordonnées G X Y Z, et i_j représente les cosinus directeurs des axes principaux d'inertie du groupe moteur, par rapport au système G X Y Z. (v. fig. 1) - la première condition du groupe de relations (1) s'exprime par :

$$\sum_{j=1}^n a_{pj} b_{pj} = [\delta_{11} \delta_{12} \delta_{13}] \left(\sum_{j=1}^n \begin{bmatrix} x_{pj}^2 & x_{pj} y_{pj} & x_{pj} z_{pj} \\ x_{pj} y_{pj} & y_{pj}^2 & y_{pj} z_{pj} \\ x_{pj} z_{pj} & y_{pj} z_{pj} & z_{pj}^2 \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \delta_{21} \\ \delta_{22} \\ \delta_{23} \end{Bmatrix}. \quad (3)$$

De façon similaire, on peut exprimer également les autres conditions, pour que, finalement, il en résulte, ci-dessous, les conditions de découplage par inertie des rotations du groupe moteur :

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n x_{pj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n y_{pj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n z_{pj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n x_{pj} y_{pj} &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n x_{pj} z_{pj} &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n y_{pj} z_{pj} &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n x_{bj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n y_{bj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n z_{bj}^2 &= 0 ; \\ \sum_{j=1}^n x_{bj} y_{bj} &= 0 ; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\sum_{j=1}^n x_{bj} z_{bj} = 0;$$

$$\sum_{j=1}^n y_{bj} z_{bj} = 0.$$

Par des conditions de symétrie dans la disposition des manivelles du vilebrequin, sont remplies 8 des 12 conditions ci-haut.

Les calculs numériques ont montré que, dans le cas des moteurs à quatre cylindres en ligne, les termes non-diagonaux de la matrice (M_T) sont de 10^3 plus petits que les termes diagonaux. Dans ces conditions, en pratique, l'accouplement par inertie est extrêmement faible, les modes de vibration pouvant être considérés comme étant totalement découplés [4].

BIBLIOGRAPHIE

1. BUZDUGAN, Gh. Izolarea antivibratorie a mașinilor. Editura Academiei RSR, București, 1980.
2. BUZDUGAN, Gh., FETCU, L., RADES, M. Vibrații mecanice. Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
3. BUZDUGAN, Gh., FETCU, L., RADES, M. Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura Academiei RSR, București, 1975.
4. CIOBANU, M. Sinteza dinamică a mecanismelor motoarelor polilindrice prin metode matriceale. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1986.

CIOBANU, M., DAJ-F., I.

DETERMINAREA CONDIȚIILOR DE DECOUPLARE INERTIALĂ A
MODURILOR DE VIBRAȚIE LA GRUPURILE MOTOARE REZEMA-
TE ELASTIC

Rezumat

Pornind de la analiza dinamică a sistemului grup motor - reazeme elastice, se stabilesc condițiile de decuplare inertială a modurilor de vibrație, în vederea reducerii nivelului vibrațiilor transmise de agregatul de forță structurii mecanice a autovehiculului. Prin anularea termenilor de cuplaj, se stabilesc condițiile care trebuie să existe între pozițiile elementelor mobile ale mecanismului motor, în raport cu sistemul central principal de inerție al grupului motor.

LA DETERMINATION DES CONDITIONS DE DECOUPLAGE PAR
INERTIE DES MODES DE VIBRATION DANS LES GROUPES
MOTEURS A APPUIS ELASTIQUES

Résumé

A partir de l'analyse dynamique du système groupe moteur - appuis élastiques on établit les conditions de découplage par inertie des modes de vibration, en vue de réduire le niveau des vibrations transmises par le groupe-force à la structure mécanique du véhicule. Par l'annulation des termes d'accouplement on établit les conditions qui doivent exister entre les positions des éléments mobiles du mécanisme moteur, par rapport au système central principal d'inertie du groupe moteur.

LE COMBAT CONTRE LE BRUIT INTERIEUR D'UNE VOITURE

Ing. Ioan Daj-F., assistant à l'Université de Braşov ;

Dr. ing. Mihai Ciobanu, chargé de cours à l'Université de Braşov ;

Ing. Iulian Lucian I., chercheur à l'Université de Braşov.

1. Production, transmission et diminution du bruit intérieur d'une voiture

Le niveau du bruit, tant à l'extérieur qu'à l'intérieur, augmente proportionnellement au régime du moteur. Le niveau acoustique intérieur est principalement lié aux voies de transmission des oscillations acoustiques à la carrosserie.

Le moteur, la transmission de puissance, les pneus, etc., engendrent des vibrations acoustiques qui sont transmises à la carrosserie tant par les liaisons constructives (joints etc.) que par l'air. Les voies de transmission dans un corps solide, conditionnées constructivement, sont caractéristiques de chaque type de véhicule; cela peut être rendu de façon édifiante dans un schéma de transmission, où apparaissent le mode de disposition des différentes liaisons constructives et la manière dont elles peuvent, par exemple, transmettre le bruit du moteur, comme éléments connectés en série ou en parallèle (fig. 1).

Une partie du son est transmise à la carrosserie par des voies secondaires, par ses parois vibrantes (cloisons), respectivement par les vibrations de l'air, provoquées par les vibrations acoustiques du groupe-force, par l'écoulement de l'air sur la surface des éléments de la carrosserie ou par les fuites de ses parois.

Les endroits de passage de certains éléments, tels que tuyaux, câbles, etc., ainsi que d'autres inétanchéités ajoutent une composante transmise par l'air, contribuant de 2 - 5 dB(A) au niveau global.

Une autre composante acoustique, très importante, transmise à la

carrosserie, peut être engendrée par le bruit du roulement qui, à de grandes vitesses, devient prépondérant par rapport à celui du moteur. De même, à grande allure, le bruit provoqué par l'écoulement de l'air sur la surface de la carrosserie peut acquérir une influence importante sur l'augmentation du niveau sonore dû à la carrosserie.

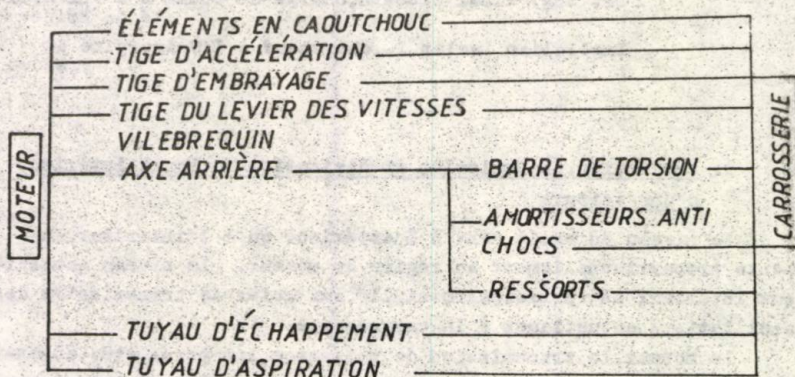


Fig. 1

D'autre part, la carrosserie des automobiles peut être envisagée comme quelque chose qui convertit l'énergie, les oscillations mécaniques en oscillations de la masse de l'air de son volume intérieur, ce qui lui vaut une influence décisive sur le niveau du bruit à l'intérieur de la voiture. Cet effet est d'autant plus dangereux dans le cas où entrent en résonance certains éléments composant la carrosserie, notamment les parties en tôle d'acier. Le phénomène n'est pas facile à éviter si l'on pense au grand nombre de fréquences propres dans les panneaux de la carrosserie et qui se situent habituellement dans l'intervalle 50 - 200 Hz, pour les automobiles où les carrosseries n'ont pas de grandes rigidités. Voilà pourquoi, au cours de l'étude, il est nécessaire que les fréquences propres du groupe-force dépassent 200 Hz, et qu'on lui donne une

rigidité adéquate. La manière de fixer le moteur, avec les ensembles attenants, à la carrosserie est également décisive si l'on veut éviter les vibrations dangereuses dans la carrosserie, y compris celles acoustiques. Il est formellement déconseillé de fixer des éléments vibroactifs directement sur les panneaux de la carrosserie. De plus, les panneaux de la carrosserie peuvent facilement entrer en résonance, du fait du grand nombre de fréquences propres.

Le niveau du bruit, surtout à l'intérieur des automobiles, dépend donc en grande partie de la réalisation scrupuleuse, du point de vue acoustique, de la carrosserie.

L'un des moyens efficaces dans le combat contre la résonance sonore des panneaux des carrosseries est l'emploi des matériaux vibroisolants (vibroabsorbants), qui augmentent la dispersion de l'énergie d'oscillation, dans le processus de déformation élastique des panneaux, diminuant de ce fait les amplitudes des oscillations de résonance. Les matériaux vibroabsorbants doivent avoir des coefficients d'absorption (α) de 3 - 5 fois plus grands que ceux des panneaux; en pratique, α doit être de minimum 0,1 pour les matériaux phonoabsorbants.

Les panneaux séparant le logement du moteur doivent être entièrement recouverts.

Les plus efficaces en matière d'absorption, à masse et épaisseur minima, sont les matériaux à base de carton. Néanmoins, leur moulage insuffisant constitue un inconvénient. Les matériaux à base de bitume ou de CPV peuvent épouser la forme des panneaux auxquels on les applique; pour ces matériaux, la masse importante de l'isolation assure en elle-même, en supplément, une augmentation de 3 dB de l'efficacité de l'isolation.

Afin d'élever l'efficacité de l'isolation phonique des panneaux de la carrosserie, il est indiqué d'employer l'isolation par couches, du type sandwich, composée d'un matériau poreux, doublé, par-dessus d'un mastic lourd en feuilles. Comme couche poreuse, on peut utiliser différents feutres ou des matériaux spongieux.

L'efficacité de l'isolation phonique aux basses fréquences (octave 125 Hz) est strictement déterminée par la masse de la couche supérieure de mastic.

L'une des conditions fondamentales pour obtenir l'isolation phonique maximum est l'hermétisation de toutes les inétanchéités et de tous les orifices des panneaux de la carrosserie; l'effet de telles mesures, par exemple, l'étanchement des endroits de passage des conducteurs, des tiges, des tuyaux, peut assurer la diminution du

bruit intérieur de 2 - 3 dB(A), sur un large diapason de fréquences.

Pour les parties qui séparent des sources moins bruyantes (la transmission, etc.), il convient des matériaux plus légers, respectivement, du mastic, à raison de 2 - 3 kg/m², et une couche poreuse de 10 - 15 mm. La couche poreuse augmente l'efficacité de l'isolation aux moyennes et hautes fréquences, telles que celles engendrées par les engrenages de la transmission.

L'efficacité de l'isolation à deux couches est assurée seulement dans le cas où la couche supérieure de mastic en feuilles serait assez épaisse - au moins 2 - 3 kg/m²; il est recommandé le mastic à base de bitume, de CPV, de caoutchouc. Il convient de remarquer que, pour augmenter la masse du mastic, certaines firmes y ajoutent des métaux lourds, du plomb, par exemple.

Parmi les matériaux phonoabsorbants poreux efficaces, la primauté est déteue par les feutres de fibres naturelles et par le polyuréthane spongieux, mou, à faible rigidité dynamique. Les feutres de fibres synthétiques sont destinés aux endroits où il n'est pas exigé une isolation phonique sévère, mais où il est nécessaire une résistance élevée (p. ex., les panneaux du plancher). Les fibres de verre, la laine minérale, le polyuréthane spongieux (10 - 20 mm) sont généralement conseillés pour les panneaux du toit, assurant une diminution du bruit de 1 - 3 dB(A).

2. Mesures d'isolation phonique et résultats obtenus dans la diminution du bruit à l'intérieur d'une automobile

2.1. Niveaux de bruit, mesurés initialement

La mesure du bruit a été effectuée tant à l'intérieur qu'à l'extérieur, conformément au STAS 12108-82, respectivement au STAS 6926/16-79, à l'aide d'un sonomètre portatif RFT - fabriqué en RDA - convenablement étalonné, conformément aux indications du STAS,

On a tenu compte de toutes les conditions de mesure exigées par les standards en vigueur, susmentionnés.

En l'absence de certaines mesures d'isolation phonique du compartiment du moteur et de la carrosserie, le niveau maximum du bruit intérieur a été de 87 dB(A), constaté dans la partie antérieure de la carrosserie, vers le moteur. Dans la partie arrière, le niveau a été plus faible, à savoir, jusqu'à 85 dB(A).

On a également mesuré le niveau du bruit à l'extérieur, situé entre les limites de 85 - 86 dB(A) en marche, mais au stationnement, pendant la marche à vide normale, il a été de 71 - 72 dB(A). A l'échappement on a constaté 75 dB(A) au ralenti, 88 dB(A) à un régime

moyen et 99 dB(A) au régime de pointe.

Les résultats montrent que la voiture est compatible concernant l'émission acoustique, si l'on envisage les valeurs énoncées dans la bibliographie de spécialité consultée.

2.2. Mesures d'isolation du compartiment du moteur et de la carrosserie

Dans le but d'améliorer le confort à l'intérieur de la voiture, par l'atténuation de la transmission des vibrations acoustiques et par la diminution du niveau du bruit intérieur, on a pris des mesures d'isolation phonique dans le compartiment du moteur et à l'intérieur de la carrosserie, ainsi que des mesures concernant un meilleur étanchement des portières.

A la suite de la mesure du niveau du bruit intérieur, alors que le compartiment du moteur et le reste de la carrosserie se trouvaient à l'état initial, sans isolation phonique, on a pu envisager, comme première mesure, l'isolation phonique adéquate de la carrosserie, afin de diminuer le niveau du bruit intérieur de 4 - 5 dB(A), le nécessaire pour arriver à un maximum de 82 dB(A), selon les spécifications des standards en vigueur.

Ainsi, on a appliqué des couches de matériaux phonoabsorbants, judicieusement superposées et convenant à l'endroit respectif dans l'ensemble de la voiture. Finalement, on a abouti à la solution ci-dessous.

Pour ce qu'il y a de l'isolation de la principale source de bruit, le moteur, on a recouvert les côtés du compartiment, ainsi que le capot, tout en améliorant son étanchéité.

Sur les côtés on a appliqué, couche sur couche, les matériaux isolants suivants, mentionnés en ordre, à partir de la paroi métallique (Fig. 2,A.) :

- peinture isolante série 200 - a;
- feutre jute - b;
- mousse polyuréthane - c;
- moleskine - d;
- feuille d'aluminium - e.

L'étanchement du capot a été réalisé par l'utilisation d'une garniture en caoutchouc d'une dureté de 50 Sh.

Sur la partie intérieure du capot on a appliqué les matériaux suivants, dans l'ordre mentionné (Fig. 2,B.) :

- peinture isolante série 200 - a;
- feuille de mastic au bitume - f;

- feutre jute - b;
- moleskine - d;
- feuille d'aluminium - e.

Quant à la carrosserie, sur le plancher, à l'intérieur, on a appliqué une couche phonoabsorbante composée de (Fig. 2, C.) :

- peinture isolante série 200 - a;
- feuille de mastic au bitume - f;
- mousse polyuréthane - c;
- feuille de mastic au bitume - f;
- tapis DACIA - g.

Les matériaux utilisés ont eu les poids spécifiques suivants : la peinture isolante - 6 kg/m^2 ; la feuille d'aluminium - $0,4 \text{ kg/m}^2$; le feutre jute - $0,8 \text{ kg/m}^2$; la mousse polyuréthane - $1,3 \text{ kg/m}^2$; le tapis DACIA - $1,6 \text{ kg/m}^2$; la feuille de mastic au bitume - $2,5 \text{ kg/m}^2$; la moleskine - $1,3 \text{ kg/m}^2$.

On a pris soin d'étancher, aussi bien que possible, les orifices de passage des tiges, des câbles, des tuyaux. On a mis aux portières une isolation en caoutchouc supplémentaire, d'une dureté de 50 Sh.

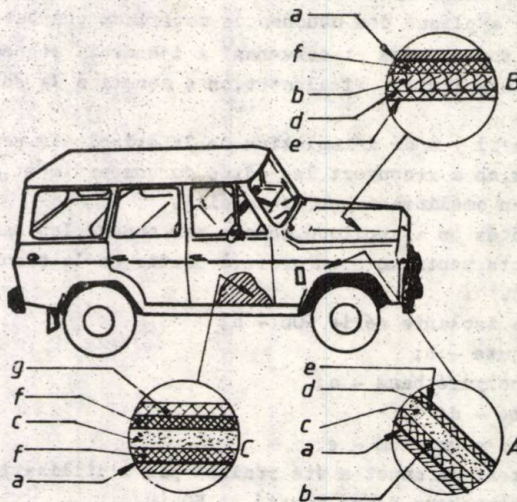


Fig. 2.

2.3. Les niveaux de bruit obtenus en final

Après avoir procédé comme nous l'avons exposé, on a procédé à la mesure du bruit, conformément au STAS, au même endroit qu'au début et en présence des mêmes appareils.

Les résultats ont été les suivants :

A l'intérieur, on a enregistré le niveau sonore maximum de 82 dB(A) du côté du conducteur, 81,5 dB(A) du côté opposé, alors que pour la partie arrière il s'agissait de 78 dB(A), valeurs qui se placent dans les prescriptions du STAS, qui admettent un bruit intérieur maximum de 82 dB(A). Il faut remarquer la diminution notable du bruit initial, à savoir de 4-5 dB(A) environ, à l'intérieur de la voiture. Ce que l'on peut également remarquer, c'est que la perception subjective des conditions de confort à l'intérieur de la voiture est très nette, dans le sens de leur amélioration sensible.

Bien que le bruit extérieur n'ait pas été spécialement visé, on en a obtenu une diminution de 1 - 2 dB(A), par rapport au niveau mesuré initialement, chose qui prouve que les vibrations de la carrosserie sont pour beaucoup dans l'émission sonore à l'extérieur du véhicule.

BIBLIOGRAPHIE

1. DAJ-FLETAN, I. și CIOBANU, M. Analiza producerii zgomotului emis de autovehicule și măsurile de combatere a acestuia. In Contract de cercetare nr. 68/1983, Universitatea din Brașov.
2. DARABONT, A. și VAITEANU, D. Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor. Editura Tehnică, București, 1975.

DAJ-F., I., CIOBANU, M. IULIAN, L.

COMBATEREA ZGOMOTULUI INTERIOR LA AUTOTURISME

Rezumat

In lucrare se prezintă rezultatele unei cercetări privind zgomotul interior la un autoturism și posibilitățile de reducere a nivelului acestuia la limitele admise, prin măsuri de izolare fonică a caroseriei și compartimentului motor.

LE COMBAT CONTRE LE BRUIT INTERIEUR D'UNE VOITURE

Résumé

L'article présente les résultats d'une recherche concernant le bruit intérieur d'une voiture, ainsi que les possibilités d'en diminuer le niveau jusqu'aux limites admises, par des mesures d'isolation phonique de la carrosserie et du compartiment du moteur.

SUR L'EQUILIBRAGE OPTIMUM EXTERIEUR DES MOTEURS
A COMBUSTION INTERNE POLYCYLINDRIQUES, A L'AIDE
DES ELEMENTS ELASTIQUES

Dr. Mihai Ciobanu, chargé de cours à l'Université de Braşov;

Ioan Daj-F., assistant à l'Université de Braşov.

L'évolution de la technique actuelle a imposé de hauts régimes de fonctionnement des machines et agrégats rotatifs (moteurs thermiques, moteurs et génératrices électriques, transmissions mécaniques, etc.), dans des conditions de sécurité et de fiabilité toujours croissantes, nécessitant une restriction permanente du domaine des vibrations considérées comme admissibles.

Dans cette direction, l'équilibrage devient une activité obligatoire, de grande importance, à partir de la phase d'étude, jusqu'à la phase d'exploitation des machines et agrégats rotatifs.

Les mécanismes des moteurs à combustion interne, polycylindriques, sont constitués, en grande partie, de barres articulées, disposées dans une configuration spatiale exigée par la forme géométrique de l'arbre moteur, respectivement par le mode dont sont disposés les manetons, afin de réaliser une certaine suite dans l'allumage et un équilibrage naturel (auto-équilibrage).

L'équilibrage statique des mécanismes des moteurs polycylindriques est une opération connue, qui se réalise par l'adjonction de contrepoids et par la disposition symétrique des masses des éléments mobiles (bielles). L'équilibrage dynamique de l'arbre moteur (ainsi que celui des masses en mouvement de rotation) est également une opération connue, qui s'effectue de façon obligatoire dans le processus d'exécution du vilebrequin.

L'équilibrage dynamique de tout le mécanisme moteur, dans les moteurs à combustion interne polycylindriques, constitue encore un problème ouvert, de grande complexité.

Il est connu que, dans le cas des mécanismes à barres articulées composant les moteurs à combustion interne [1,5], les effets

dynamiques du torseur des forces d'inertie peuvent être diminués seulement à l'action de la composante du moment cinétique, par rapport à un axe parallèle à l'axe géométrique de l'arbre moteur, si la distribution des masses des éléments mobiles satisfait aux conditions suivantes :

- tous les centres de masse des éléments mobiles doivent être situés dans le plan du mouvement (ou dans des plans parallèles);
- tous les éléments mobiles doivent admettre trois plans de symétrie orthogonaux, dont les intersections forme un système (local) central, principal d'inertie;
- l'un des plans de symétrie des éléments mobiles doit être contenu par le plan de mouvement (ou dans des plans parallèles au plan du mouvement).

Si les conditions ci-dessus sont remplies, l'équilibrage dynamique a pour objectif la suppression des effets de la variation dans le temps du moment cinétique (par rapport à un axe parallèle à l'axe géométrique de l'arbre moteur) sur la base.

L'opération de minimisation des effets de la variation dans le temps du moment cinétique sur la base s'appelle équilibrage dynamique optimum, attendu que le maintien à l'état constant du moment cinétique n'est possible que dans des cas particuliers.

L'équilibrage dynamique optimum présente deux aspects (signalés par Gheronimus [2][3]), à savoir :

- l'équilibrage dynamique optimum intérieur;
- l'équilibrage dynamique optimum extérieur.

L'équilibrage dynamique optimum intérieur peut être réalisé, dans certaines conditions, par la redistribution des masses des éléments mobiles; on ne peut satisfaire à ces conditions dans le cas des mécanismes des moteurs polycylindriques par suite des formes particulières spécifiquement fonctionnelles des pistons, des bielles et du vilebrequin.

L'équilibrage optimum extérieur peut être réalisé de deux façons, à savoir :

- par l'utilisation des dispositifs d'inertie (Lanchester) générateurs de moments d'inertie harmoniques [4], [6];
- par l'utilisation d'éléments élastiques de fixation à la base ou de fixation de masses d'inertie supplémentaires.

Dans la construction des moteurs à combustion interne, l'équilibrage optimum extérieur s'applique tant par l'utilisation (dans une moindre mesure) des dispositifs Lanchester, que surtout par l'utilisation des éléments élastiques.

La fixation élastique, sur le châssis des automobiles, des groupes moteurs, est devenue générale, grâce aussi au spécifique des moteurs à combustion interne d'engendrer des vibrations importantes, dues à la variation, dans un cycle moteur, des forces produites par les gaz de combustion, vibrations qui sont transmises, par le mécanisme moteur, au châssis du véhicule. On ne peut pas supprimer ces vibrations par l'utilisation des masses d'inertie. Dans les moteurs à combustion interne actuels, par la réduction des masses de l'embellage, par suite de l'augmentation du régime de fonctionnement, le poids des vibrations provoquées par les gaz de combustion, à des régimes peu élevés de fonctionnement du moteur, est devenu essentiel, par rapport aux vibrations provoquées et transmises à la base (au châssis) par le torseur des forces d'inertie.

Pour cette raison, la fixation sur le châssis des automobiles des moteurs à combustion interne impose l'observation de certaines conditions spécifiques, qui assurent l'isolation des vibrations (par rapport au châssis pris pour base) et le transfert des efforts dus au fonctionnement du groupe moteur.

Ces conditions établissent les relations qui doivent exister entre les paramètres d'inertie du groupe moteur (masse, position du centre de masse, moments d'inertie mécaniques et position des axes principaux d'inertie, variation de l'énergie cinétique due aux masses de l'embellage) et les caractéristiques des supports élastiques (rigidité, position relative par rapport au centre de masse et aux axes principaux d'inertie du groupe moteur), en vue de diminuer les vibrations transmises au châssis par le groupe moteur.

L'équilibrage dynamique extérieur à l'aide des éléments élastiques implique les étapes suivantes d'analyse et de synthèse :

- a) l'établissement du modèle dynamique groupe moteur - appuis élastiques;
- b) l'établissement de la matrice d'inertie du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques;
- c) l'établissement de la matrice de rigidité du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques;
- d) la détermination des conditions de découplage par inertie des modes de vibration du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques;
- e) la détermination des conditions de découplage élastique des modes de vibration du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques;
- f) la synthèse dynamique des suspensions des groupes moteurs

qui réalisent le découplage élastique des modes de vibration;

g) la détermination des régimes critiques du système dynamique groupe moteur - appuis élastiques;

h) l'établissement de l'équation du mouvement du groupe moteur appuyé élastiquement;

i) l'intégration de l'équation du mouvement, dans le but de déterminer et de minimiser les efforts transmis par le groupe moteur au châssis.

Le modelage dynamique du mouvement spatial du groupe moteur appuyé élastiquement nécessite un volume de calculs particulièrement important impliquant l'emploi de l'ordinateur électronique.

BIBLIOGRAPHIE

1. GIOBANU, M. Cu privire la condițiile generale ale echilibrării mecanismelor plane. In : Mec. și transm. mec., Timișoara, 1980, vol. I, pag. 293-301.
2. GAPOEV, T.T. Ob uravnovesivanii nekotorih ploskih mehanizmov. In : Mașinostroenie, Nr. 4, 1967, pag. 52-56.
3. GHERONIMUS, Ia. L. On the application of Chebyshev's methode to the problem of balancing mechanisms. In : Int. of Mech., vol. 3, 1968.
4. GRUNAUER, A.A., CERNIAK, I.V. O vaprosu ob ispolzovanii shemi Lancastera dlia uravnosivania mehanizmov. In : T.M.M., vol. 3, Izd. Hark. Univ., 1969, pag. 23-28.
5. SCEPETILNIKOV, V.A. Uravnosivanie mašin i priborev. Moskva, Mašstr., 1965.
6. SUHIN, R.D. Sintez inertionih mehaniceskih vzbuditelei negarmoniceskih kolebanii. In : Izvuz. Mașinostroenie, 1976, nr. 5, pag. 76-81.

CIOBANU, M., DAJ-F., I.

CU PRIVIRE LA ECHILIBRAREA OPTIMA EXTERIOARA CU
AJUTORUL ELEMENTELOR ELASTICE A MOTOARELOR CU
COMBUSTIE INTERNA POLICILINDRICE

Rezumat

In lucrare se prezintă etapele de analiză și sinteză care constituie baza elaborării unui algoritm de calcul privind realizarea unei echilibrări optime exterioare cu ajutorul elementelor elastice a grupurilor motoare de tracțiune auto. Se evidențiază posibilitățile de optimizare dinamică, ținând seama de distribuțiile de mase, de rigiditățile elementelor elastice, de pozițiile acestora, precum și de factorii perturbatori specifici funcționării motoarelor cu combustie internă.

SUR L'EQUILIBRAGE OPTIMUM EXTERIEUR DES MOTEURS
A COMBUSTION INTERNE POLICYLINDRIQUES, A L'AIDE
DES ELEMENTS ELASTIQUES

Résumé

L'article présente les étapes d'analyse et de synthèse qui la base de l'élaboration d'un algorithme de calcul destiné à réaliser un équilibrage optimum extérieur, à l'aide d'éléments élastiques, des groupes moteurs de traction automobile. On y met en évidence les possibilités d'optimisation dynamique, tenant compte des distributions des masses, des rigidités des éléments élastiques, de leurs positions, ainsi que des facteurs perturbateurs spécifiques au fonctionnement des moteurs à combustion interne.

THE UNITED STATES OF AMERICA
DEPARTMENT OF THE INTERIOR
BUREAU OF LAND MANAGEMENT

WASH. D. C.

1. The purpose of this report is to provide a summary of the results of the investigation conducted by the Bureau of Land Management, Department of the Interior, in the year 1961. The investigation was conducted in accordance with the provisions of the Act of October 3, 1917, (40 Stat. 1613), and the Act of August 1, 1956, (70 Stat. 1091).

REPORT OF THE BUREAU OF LAND MANAGEMENT
ON THE RESULTS OF THE INVESTIGATION
CONDUCTED IN THE YEAR 1961

WASH. D. C.

2. The investigation was conducted in accordance with the provisions of the Act of October 3, 1917, (40 Stat. 1613), and the Act of August 1, 1956, (70 Stat. 1091). The purpose of the investigation was to provide a summary of the results of the investigation conducted by the Bureau of Land Management, Department of the Interior, in the year 1961. The investigation was conducted in accordance with the provisions of the Act of October 3, 1917, (40 Stat. 1613), and the Act of August 1, 1956, (70 Stat. 1091).

SUR LE BILAN ÉNERGETIQUE DANS LE VIBROTOURNAGE

Ing. Balcu Ioan, chargé de cours à l'Université de Braşov.

1. Introduction

Les recherches concernant l'application des procédés d'usinage par vibrocoupe ont mis en évidence, dans tous les cas, une série d'avantages dont : la diminution des forces de coupe, la réduction de la température de la surface de contact entre l'outil et le copeau, l'amélioration de la pénétration du fluide de coupe dans la zone de l'enlèvement, etc. Par rapport à la coupe ordinaire, dans la vibrocoupe, sans prendre en considération l'énergie consommée par l'entraînement de l'outil / de la pièce, dans le mouvement vibratoire, les avantages cités plus haut aboutissent à la diminution de la consommation énergétique dans le processus de la formation et de l'enlèvement des copeaux. Dans la suite de notre exposé, à travers la consommation énergétique (et prenant en considération l'énergie nécessaire au mouvement oscillatoire de l'outil), nous allons justifier la nécessité d'employer le vibrotournage à la place du tournage courant.

2. Le bilan énergétique dans le vibrotournage

La justification, au point de vue économique, de l'emploi de la vibrocoupe, à la place de la coupe courante, sera faite à partir de l'énergie consommée au cours du processus de coupe.

L'énergie exigée par la formation et l'enlèvement des copeaux (affectée aux vibration que l'on imprime à l'outil), peut être considérée comme étant :

$$E_a = E_t - E_c, \quad (1)$$

où : E_t est l'énergie totale nécessaire au déroulement du processus de coupe, et E_c représente la partie de l'énergie consommée

qui n'est pas affectée par le processus vibratoire de l'outil.

a) Dans le tournage courant, avec la notation suivante : F_{z_0} - l'effort principal de coupe; F_{A_0} - la composante axiale de l'effort de coupe; V_0 - la vitesse principale de coupe; V_{A_0} - vitesse d'avance; L - la longueur usinée; n_0 - nombre de tours du semi-produit; s_0 - l'avance; e - le nombre de passes, la relation (1) peut s'écrire sous la forme :

$$E_a = (F_{z_0} \cdot V_0 + F_{A_0} \cdot V_{A_0}) \frac{L \cdot e}{n_0 \cdot s_0}, \quad (2)$$

Considérant que [3]

$$F_{z_0} = C_{F_z} \cdot t_0^{x_{F_z}} \cdot S_0^{y_{F_z}}; F_{A_0} = 2F_{z_0}; V_0 = \pi d n_0; V_{A_0} = n_0 \cdot s_0, \quad (3)$$

où l'on a noté : C_{F_z} , x_{F_z} et y_{F_z} - constantes dépendant des conditions d'usinage (établies de façon expérimentale ou puisées dans les tableaux existants dans la littérature de spécialité); - la profondeur de coupe; d - le diamètre du semi-produit; - coefficient (pour le tournage $\lambda = 0,35$ [3]).

A partir des notations (3), la relation (2) devient :

$$E_a = F_{z_0} \cdot L \cdot e \left(\frac{\pi d}{s_0} + \lambda \right). \quad (4)$$

b) Dans le vibrotournage à vibrations axiales, l'outil tranchant, acquérant, sur la direction de l'avance, un mouvement vibratoire $x = A \sin \omega_1 \tau$, fait que l'avance par tour devienne variable dans le temps

$$S_v = S_0 + 2A \sin \pi i \cos (\omega_1 \tau + \pi i), \quad (5)$$

où i est la fraction de la période T_1 des vibrations imprimées à l'outil, comprise dans la période T correspondant au mouvement de rotation du semi-produit.

Il résulte des données présentées dans la littérature de spécialité, que le vibrotournage permet l'augmentation de la profon-

deur de coupe, ce qui aboutit à la diminution de e .

L'énergie consommée dans la formation et l'enlèvement des copeaux, dans le cas du vibrotournage à vibrations axiales, peut être calculée à partir de la relation :

$$E_{av} \approx \frac{\theta}{T_1} E_{av\text{cicl}} - \Delta E_{av} = \frac{L \cdot e_v}{n_0 \cdot S_0 \cdot T_1} \int_0^{T_1} F_{zv} (\pi d n_0 + n_0 S_v \lambda) d\theta + \Delta E_{av}, \quad (6)$$

où : F_{zv} - est la composante principale de l'effort de coupe, dans le vibrotournage, et ΔE_{av} - l'énergie consommée par le mécanisme vibreur pendant le processus de coupe.

À la suite du manque de données concernant les efforts de coupe, dans le cas du vibrotournage, nous allons adopter, pour F_z et F_A , les mêmes relations de calcul que pour le tournage courant, tout en appréciant que la variation des paramètres du régime de coupe se maintiennent entre les limites valables des constantes C_{Fz} , χ_{Fz} , γ_{Fz} .

Il découle des hypothèses ci-dessus que :

$$F_{zv} = F_{z0} \left[1 + \frac{2A}{S_0} \sin \pi i - \cos(\omega_1 \theta + \pi i) \right] \gamma_{Fz}. \quad (7)$$

Si l'on y met les notations :

$$p = \frac{2A}{S_0} \sin \pi i ; \quad q = \frac{\pi d}{S_0} + \lambda, \quad (8)$$

la relation (6) devient :

$$E_{av} \approx \frac{F_{z0} \cdot L \cdot \omega_1 \cdot e_v}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega_1}} \left[1 + p \cos(\omega_1 \theta + \pi i) \right] \left[q + \lambda p \cos(\omega_1 \theta + \pi i) \right] d\theta + \Delta E_{av}. \quad (9)$$

L'énergie consommée par le vibreur durant le processus de coupe sera calculée à l'aide de la formule :

$$\Delta E_{av} \approx \frac{\theta}{T_1} \Delta E_{av\text{cicl}} = \frac{L \cdot e_v}{n_0 \cdot S_0} \frac{1}{T_1} \left[\int_0^{T_1} m_v \ddot{x} d\theta + \int_0^{T_1} \mu (m_v g + F_{zv} + F_{yv}) \dot{x} d\theta \right], \quad (10)$$

où F_{y_v} note la composante radiale de coupe dans le vibrotournage alors que m_v note la masse de l'élément mobile (le porte-outil avec l'outil monté dessus).

Si l'on considère que dans le vibrotournage aussi $F_{y_v} = 0,5 F_{z_v}$ [3], à la suite de l'intégration de la relation (10), il en résulte :

$$\Delta E_{av} \approx \frac{L \cdot e_v}{n_0 \cdot S_0 \cdot 2\pi} \left(2m_v A^2 \omega_1^2 + 4\mu m_v g A + 6\mu F_{z_0} A \omega_1 \int_0^{\frac{\pi}{2\omega_1}} \left[1 + p \cos(\omega_1 \tau + \pi i) \right] \cos \omega_1 \tau d\tau \right). \quad (11)$$

Attendu que les intégrales que contiennent les relations (9) et (11) exigent l'application de méthodes numériques de calcul, nous présentons par la suite un calcul approximatif des énergies consommées, prenant en considération les valeurs moyennes des forces et des vitesses correspondant au processus de vibrotournage.

Notant avec $F_{z_{vm}}$ la valeur moyenne des efforts principaux de coupe dans le vibrotournage et tenant compte du fait que $S_{vm} = S_0$ la relation (6) devient :

$$E_{av} \approx \frac{L \cdot e_v}{n_0 \cdot S_0} F_{z_{vm}} (\pi d n_0 + n_0 S_0 \lambda) + \frac{L \cdot e_v}{n_0 \cdot S_0} \frac{\omega_1}{2\pi} \left(2m_v A^2 \omega_1^2 + 4\mu m_v g A + 6\mu F_{z_{vm}} A \right). \quad (12)$$

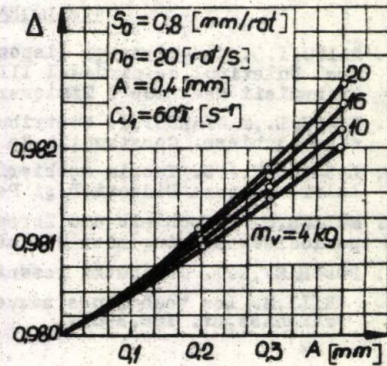
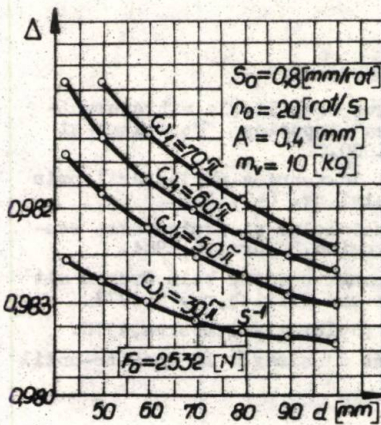
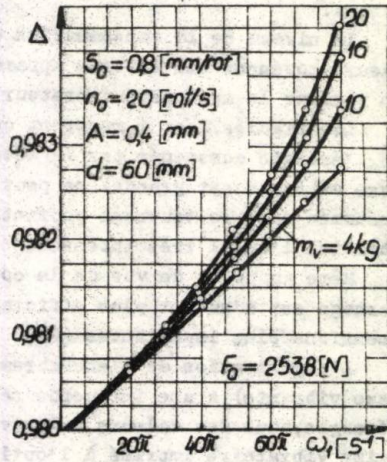
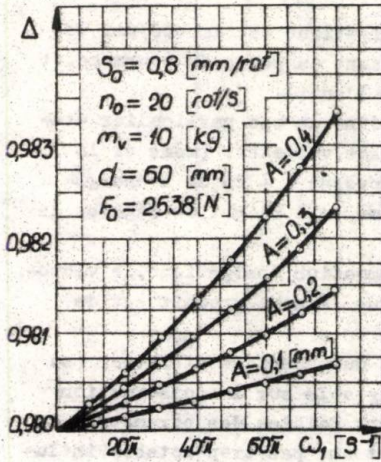
Conformément à la relation (12), dans le vibrotournage, l'énergie consommée dépend non seulement des paramètres spécifiques de la coupe courante (nombre de tours, avance, etc.), mais aussi des paramètres de construction (la masse du porte-outil, le coefficient de frottement des glissières, etc.) ainsi que de ceux du régime vibreur imprimé à l'outil (la fréquence et l'amplitude).

Afin d'étudier la consommation d'énergie dans le vibrotournage, en comparaison du tournage courant, on choisit comme paramètre de comparaison le rapport :

$$\Delta = \frac{E_{av}}{E_a} = \frac{e_v}{e} \frac{F_{z_{vm}}}{F_{z_0}} + \frac{e_v}{e} \frac{\omega_1}{n_0 2\pi} \frac{1}{F_{z_0} (\pi d + S_0 \lambda)} \left(2m_v A^2 \omega_1^2 + 4\mu m_v g A + 6\mu F_{z_{vm}} A \right). \quad (13)$$

Les recherches entreprises jusqu'à ce jour [2,4,5], ont mis en évidence le fait que, dans le vibrotournage, les valeurs moyennes des forces apparaissant au cours de l'enlèvement de copeaux représentent 0,94 ÷ 0,98 des valeurs observées dans la coupe normale.

Dans le vibrotournage extérieur d'un semi-produit en OLC 45 (dans l'hypothèse où $e_v = e$ et $F_{xvm} = 0,98 F_{x0}$), la variation du rapport Δ pour différentes valeurs des paramètres du régime de vibrotournage est visualisée dans les figures 1,2,3,4.



3. Conclusions

Conformément à ces représentations, dans le vibrotournage, l'énergie consommée au cours de la formation et de l'enlèvement des copeaux est inférieure à celle consommée dans le tournage courant.

Le niveau de la consommation énergétique est imposé par les valeurs moyennes des efforts apparaissant au cours du tournage, et non pas par le mécanisme vibreur de l'outil.

Les figures 2 et 4 montrent que, dans le cas particulier étudié, l'énergie consommée par le mécanisme vibreur (même si la masse vibrante est grande) ne peut dépasser $1 \div 2\%$ de l'énergie consommée dans le tournage courant, même s'il s'agit de régimes de vibration l'outil très intenses.

Même au point de vue de la consommation énergétique, le vibrotournage est d'autant plus efficace que le semi-produit est de dimensions plus importantes (Fig. 3).

L'augmentation de l'encombrement du mécanisme vibreur (sa masse vibrante) a une influence négligeable sur la consommation d'énergie, pour des valeurs relativement faibles des paramètres du régime vibratoire imprimé à l'outil, et une pas trop notable influence pour des régimes élevés de vibration.

BIBLIOGRAPHIE

1. BALCU, I.S. Mecanisme și dispozitive folosite la vibroburchiere. Buletinul celui de-al III-lea simpozion "Mecanisme și transmisii mecanice". Timișoara, 1980.
2. DEACU, L., MAGYAROSI, I. Contribuții la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere. Construcția de mașini, nr. 6-7, 1966.
3. LAZARESCU, I.D. Teoria aşchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1964.
4. MÜLLER, H. Verschleiß und Zerspannungskinetik beim Drehen mit periodisch schwingenden Werkstatt und Betrieb, nr. 5, 1977.
5. PODURAEV, N.V. Obrabotka rezaniem s vibrațiami, Moskva, 1970.
6. WEILL, M. Les techniques nouvelles d'usinage. La Machine-outil française, nr. 188, 1963.

CONSIDERATII ASUPRA BILANTULUI ENERGETIC LA VIBROSTRUNJIRE

Rezumat

Studiul efectuat a scos în evidență că la vibrostrunjire, cu vibrații axiale ale sculei, nivelul consumului energetic nu depășește pe cel corespunzător strunjirii obișnuite, existînd chiar posibilitatea micșorării lui.

În lucrare se prezintă o serie de diagrame care scot în evidență influența parametrilor constructivi (masa suportului portcuțit) și cei ai regimului vibrator imprimat sculei (frecvență și amplitudine), asupra consumului energetic la vibrostrunjire.

SUR LE BILAN ENERGETIQUE DANS LE VIBROTOURNAGE

Résumé

L'étude entreprise a mis en évidence le fait que, dans le vibrotournage à vibrations axiales de l'outil, le niveau de la consommation énergétique ne dépasse pas celle correspondant au tournage courant, tout en envisageant la possibilité de sa diminution.

L'article présente une série de diagrammes mettant en relief l'influence des paramètres de construction (la masse du porte-outil) et ceux du régime vibreur imprimé à l'outil (fréquence et amplitude) sur la consommation énergétique dans le vibrotournage.

L'INFLUENCE DE L'ÉNERGIE DE L'AIR FRAIS ASPIRÉ PAR UN
MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION À INJECTION DIRECTE
SUR LA LOI DE COMBUSTION

Anghel Chiru - chef de travaux, ingénieur ;
Gheorghe Bobescu - Professeur, docteur, ingénieur
Université de Brasov.

1. Considérations générales

L'évolution des processus d'échanges de gaz entraîne l'apparition dans des collecteurs d'admission d'ondes de pression. L'amplitude et la longueur d'onde des phénomènes ondulatoires qui se propagent sont fortement influencés par les dimensions et l'architecture du collecteur d'admission, ainsi que par le régime du moteur.

A leur tour, ces ondes agissent puissamment sur les processus de formation du mélange et de la combustion. La détermination par calcul, ou par voie expérimentale, des variantes de collecteurs garantissant la pression maximale de l'air à la porte de la soupape d'admission à la fermeture de celle-ci garantit l'obtention de performances de maximales de puissance, de couple et d'économie.

L'action des phénomènes dynamiques dans la tuyauterie d'admission sur la formation du mélange est évaluée par le chiffre du tourbillon et le retard à l'auto-allumage.

L'étude de leur corrélation et les processus de combustion implique l'analyse de la caractéristique de dégagement de la chaleur en fonction des paramètres de la charge du cylindre à la fermeture de la soupape d'admission.

2. Influences des dimensions du collecteur d'admission
sur le mouvement de rotation de l'air du cylindre

La rotation de la charge fraîche du cylindre a été mesurée en dition stationnaires sur l'installation présentée en figure 1.

La caractérisation du mouvement de rotation de l'entière charge du cylindre se fait par le rapport moyen des nombre de tours (n_r/n) med connu sous le nom de rapport moyen de tourbillon ou chiffre du tourbillon. A cet effet, on suppose que la somme des impulsions de rotation pendant l'aspiration est égale à l'impulsion de rotation de l'entière charge de l'intérieur du cylindre.

En outre, on néglige la compressibilité de l'air aspiré, et le

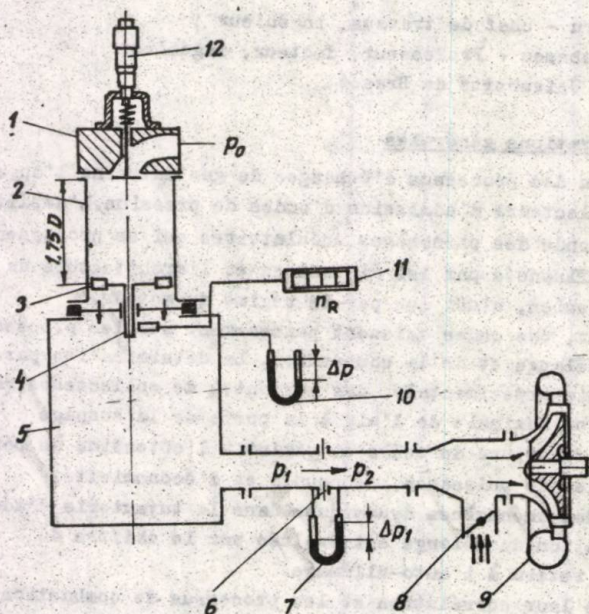


Fig. 1. Le schéma de l'installation utilisée à la mesure des chutes de pression sur le trajet d'admission et du mouvement de rotation de l'air dans le cylindre:

1-culasse; 2-cylindre; 3-hélice; 4-traducteur inductif; 5-réservoir de "relaxation"; 6-diaphragme; 7, 10-manomètres différentiels; 8-papillon de réglage du débit d'air aspiré; 9-compresseur centrifugal; 11-compteur électronique; 12-micromètre pour la mesure de la course de la soupape.

processus est considéré se déroulant à partir du P.M.H. au P.M.B.

Il en résulte ainsi la suivante relation pour la chiffre du tourbillon:

$$\left(\frac{n_R}{n} \right)_{med} = \frac{1}{\pi} \int_{PMS(\alpha=0)}^{PMI(\alpha=\pi)} \frac{n_R}{n} \left(\frac{W_p}{W_{mp}} \right)^2 d\alpha,$$

ou: W_p - est la vitesse momentanée du piston; W_{mp} - la vitesse moyenne du piston.

Les recherches menées en régime stationnaire pour la tuyauterie d'admission du moteur 797-05, prouvent que le chiffre du tourbillon est très élevé. $[(n_R/n)_{med} = 3,718 - 3,975]$.

La forme complexe des tuyaux d'admission, entraînée par la condition d'obtenir des rapports de régime du tourbillon assez élevés

assure des chiffres d'écoulement ($\mu^G = 0,385$) et des coefficients moyens d'écoulement ($\mu_{50} = 0,687$) relativement bas.

Plus le mouvement imposé à l'air dans la chambre à combustion en fin d'admission est élevé, plus les chiffres d'écoulement seront bas.

Les essais expérimentaux montrent que les rapports tours-minute du tourbillon plus élevés sont obtenus, à la course maximale de la soupape, sur la culasse du moteur 797-05 sans collecteur ($n_R/n = 3,445$) (fig.2)

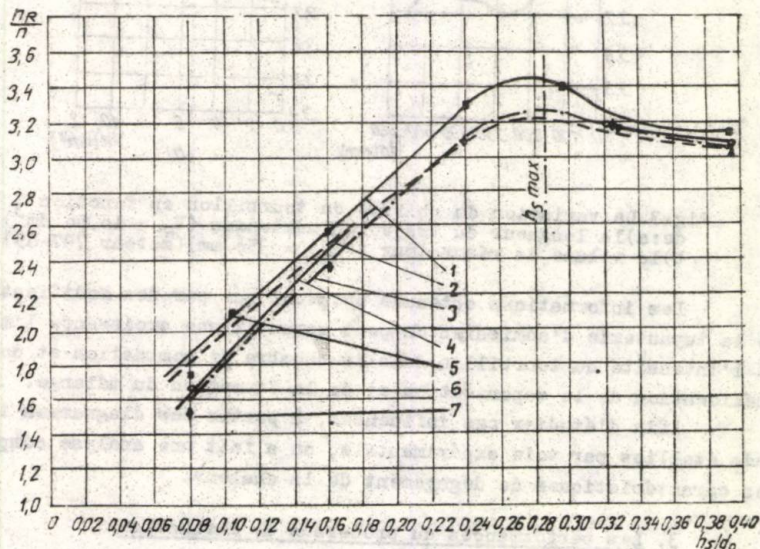


Fig.2. La variation du rapport tours-minute du tourbillon en fonction de la course de la soupape/le diamètre minimal du siège de soupape, pour une famille de collecteurs d'admission (moteur 797-05): 1-culasse sans collecteur; 2-culasse à collecteur de série; 3-culasse à collecteur de série à ramifications prolongées de 150 mm; 4-culasse à collecteur de série à ramifications prolongées de 200 mm; 5-culasse à collecteur de série à ramifications prolongées de 250 mm; 6-culasse à collecteur de série à ramifications prolongées de 300 mm; 7-culasse à collecteur prolongées de 240 mm et le volume du résonateur de 10,50 dm³.

Pour la culasse équipée de collecteur de série aux ramifications vers les cylindres prolongées de 150, 200, 250, etc 300 mm, les rapports tours-minute du tourbillon sont moindres sur toute la course de la soupape par rapport à ceux obtenus à la culasse sans collecteur (fig.3, a). En échange, la culasse munie de collecteur à volume variable et la longueur des ramifications de 240 mm on a obtenu les

rapports tours-minute du tourbillon proches de celles de la culasse sans collecteur (fig.3,b).

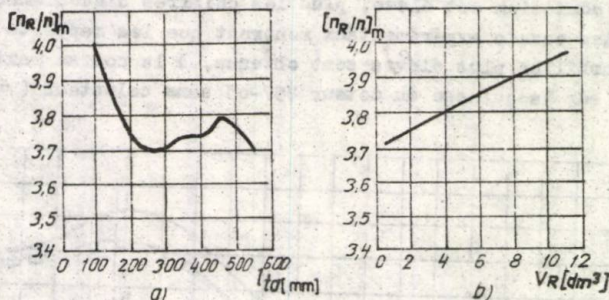


Fig.3. La variation du chiffre du tourbillon en fonction de: a) la longueur du trajet d'admission ($V_R = 10,50 \text{ dm}^3$) b) le volume du résonateur ($l_m = 350 \text{ mm}$) (moteur 797-o5).

Les informations obtenues prouvent que par des modifications de la tuyauterie d'admission on peut garantir une croissance limitée de l'intensité du tourbillon dans la chambre de combustion et donc un amélioration de la vaporisation et de la formation du mélange.

Afin d'étudier ces influences, à partir des diagrammes indiqués établies par voie expérimentale, on a fait une analyse complexe des caractéristiques de dégagement de la chaleur.

3. Les performances du processus de combustion

Puisque pour le moteur étudié (797-o5), la combustion violente est sensiblement atténuée, on a apprécié qu'une caractéristique de dégagement de la chaleur du type Vibe est susceptible de ché assez bien le processus de combustion

$$X = 1 - e^{-ay^{m+1}}$$

où: a- constante (correspondant à une combustion de 99,9 %, ayant la valeur de 9,908), $y = \frac{\varphi - \varphi_d}{\Delta\varphi}$ - temps de combustion relatif; φ_d - le moment du déclenchement de la combustion; $\Delta\varphi$ - la durée de la combustion; m- facteur de forme.

Le calcul du processus de combustion a été mené sur le calculateur électronique M 118 d'après un schéma logique présenté en fig.4.

Les lois de combustion, calculés pour le régime de fonctionnement du moteur 797-o5 caractérisé par le régime de 3000 tours/minute et la charge de 100 %, ont permis de mettre en évidence la variante de collecteur assurant les performances maximales du moteur.

Ainsi, le perfectionnement des processus de formation des

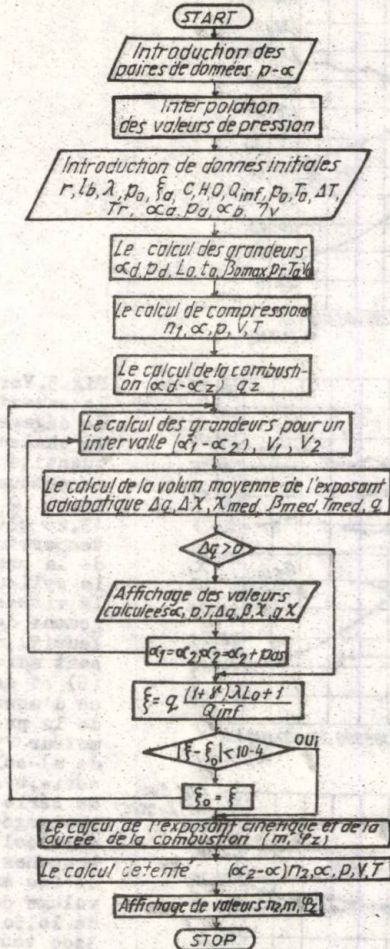


Fig.4. Schema bloc du programme de calcul de la loi de combustion.

mélanges détermine, pour la même loi d'injection non seulement la réduction du retard à l'auto-allumage mais aussi la diminution de la quantité de combustible accumulé dans la chambre de combustion jusqu'à l'apparition de la flamme chaude. Si à la variante à collecteur de série s'accumule dans la cylindre, jusqu'au début de la combustion, environ 73 % du combustible injecté par cycle, à la variante à collecteur de série ayant les ramifications prolongées de 200 mm et respectivement à celle aux branches longues de 240 mm et le volume du résonateur de 10,50 dm³, ce taux atteint 67 et 70 % (fig.5).

L'accroissement des processus de vaporisation du combustible, au fur et à mesure de l'agrandissement du rapport tours-minute du tourbillon au début de la combustion détermine l'amélioration de la loi de dégagement de la chaleur, la pente de celle-ci s'accroissant (fig.6). En outre, la caractéristique de dégagement de la chaleur (X_i) s'en trouve améliorée, suite à une combustion à rendement supérieur.

Ainsi, la chaleur dégagée par la combustion du combustible injecté augmente de 1408,48 kJ/cycle au moteur à collecteur de série à 1590,62 kJ/cycle équipé d'un collecteur de série à celui ayant des ramifications prolongées de 200 mm (augmentation de 12,93 %) et à 1611,97 kJ/cycle à celui aux ramification de 240 mm de longueur et le volume du résonateur de 10,5 dm³ (augmentation de 14,47 %).

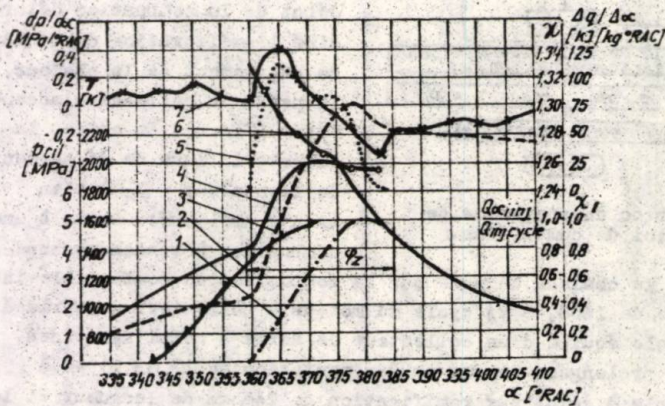
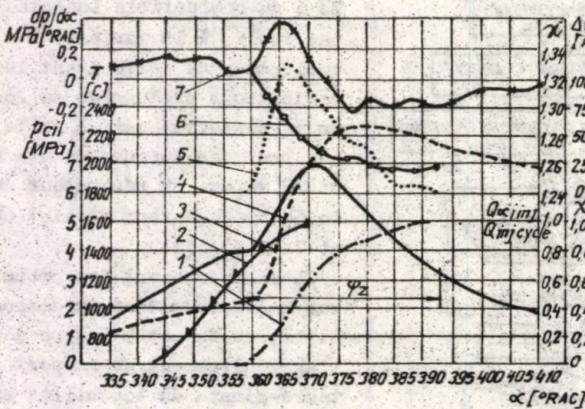
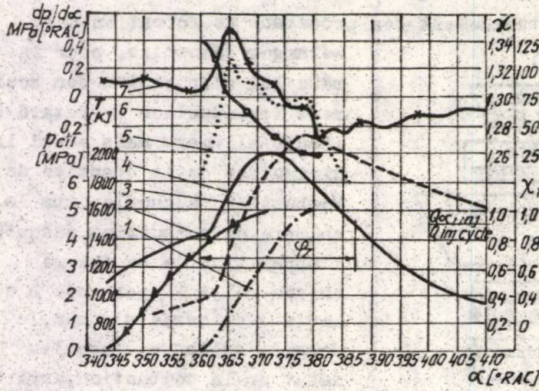


Fig.5. Variation de la caractéristique de dégagement de la chaleur (1), de la quantité relative de combustible injecté ($Q_{cycle} = 49,26 \text{ g/l}$) (2), de la température (3), de la pression dans le cylindre (4), de la vitesse de dégagement de la chaleur (5), de l'exposant adiabatique (6) et de la vitesse d'accroissement de la pression (7) - moteur 797-05 équipé de a) - collecteur de série; b) collecteur de série à branches prolongées de 200 mm; c) collecteur à branches prolongées de 240 mm et le volume du résonateur de $10,50 \text{ dm}^3$ ($n = 3000 \text{ tours/min}$; charge 100%).

La perfectionnement des processus de combustion est également reflété par un rendement de combustion atteint (η) de 0,762 pour le moteur équipé du collecteur à ramifications de 240 mm de longueur et dont le volume du résonateur est de 10,50 dm³. Le moteur équipé du collecteur de série présente un rendement de combustion de 0,704. L'accroissement du rendement de combustion par la modification de la forme et des dimensions des collecteurs est de 8,25 %.

Les travaux menés ont également permis de tracer la variation de la température du mélange pendant son évolution dans le moteur. On constate que lors de la hausse de la température du mélange en fin de compression de 950 K à 1050 K le retard à l'auto-allumage diminue de 2 à 3° RAC. Comme à la même température en fin d'admission on note des retards à l'auto-allumage différents, il s'ensuit que les différences sont dues aux processus de formation du mélange et à la pression dans le cylindre en fin d'admission. Et ceux-ci, à leur tour, sont soumis à l'influence des phénomènes dynamiques présentes dans le tuyau-terie d'admission.

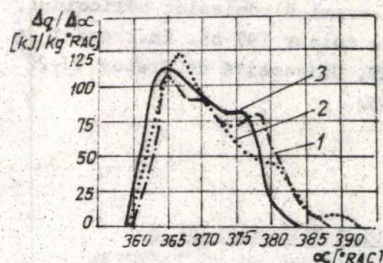


Fig. 6. La vitesse de dégagement de la chaleur. moteur 797-05 équipé de: 1-collecteur de série; 2-collecteur de série à branches prolongées de 200 mm; 3-collecteur ayant les branches de 240 mm de longueur et le volume du résonateurs de 10,50 dm³ (n = 3000 tours/min., charge 100 %).

4. Conclusions

Les résultats obtenus montrent que l'accroissement de l'énergie de l'air aspiré, considéré par l'intermédiaire du rapport de régime du tourbillon, corrélié à une loi garantissant l'accumulation d'une quantité réduite de combustible dans la chambre de combustion jusqu'à l'apparition de la flamme chaude, peut assurer le perfectionnement du processus de combustion.

L'énergie du jet d'air a été augmenté dans le cas du moteur 797-05 par la mise d'accord de la tuyauterie d'admission avec les phénomènes dynamiques de celle-ci. L'amélioration du rendement de la combustion de 8,25 % par l'emploi de la suralimentation acoustique a mis en évidence l'une des réserves présentes dans la construction de ce moteur susceptible de forcer ses performances.

BIBLIOGRAPHIE

1. Chiru Anghel. Recherches concernant les possibilités de forcer les moteurs à allumage par compression. Thèse de doctorat, Université de Brasov, 1986.
2. Chiru, A., Bobescu, Gh. Influence des collecteurs d'admission sur le chiffre du turbillon et sur le coefficient de débit à une culasse ayant un canal d'admission hélicoïdal, utilisés pour forcer le moteur 797-c5. In: Travaux de la V-e Conférence CONAT, Université de Brasov, 21-22 novembre, 1985, pp.47-54.

CHIRU, A., BOBESCU, GH.

INFLUENȚA ENERGIEI AERULUI PROASPĂT ASPIRAT
DE UN MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE CU INECȚIE
DIRECTĂ ASUPRA LEGII DE ARDERE

Rezumat

Creșterea energiei curentului de aer proaspăt aspirat determină o îmbunătățire a vaporizării combustibilului și o reducere a întârzierii la autoaprindere, o diminuare a gradientului de creștere a presiunii și o ameliorare a randamentului arderii.

Dintre posibilitățile existente pentru mărirea energiei jetului de aer proaspăt s-a valorificat cea oferită de supraalimentarea acustică.

Corelarea judicioasă a dimensiunilor colectorului de admisie cu regimul de lucru al motorului și cu legea de inecție a asigurat o îmbunătățire a principalilor parametri energetici ai motorului cu 6-14%.

L'INFLUENCE DE L'ENERGIE DE L'AIR FRAIS ASPIRÉ PAR UN
MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESION A INJECTION DIRECTE
SUR LA LOI DE LA COMBUSTION

Résumé

L'accroissement de l'énergie du courant d'air frais aspiré entraîne une amélioration de la vaporisation du combustible, une réduction du retard à l'auto-allumage, une diminution du gradient de hausse de la pression et une amélioration du rendement de la combustion.

Parmi les possibilités existantes susceptibles d'accroître l'énergie du jet d'air frais, on a mis en valeur celle qui est offerte par la suralimentation acoustique.

La corrélation judicieuse des dimensions du collecteur d'admission avec le régime de travail du moteur et avec la loi de l'injection a assuré une amélioration des principaux paramètres énergétiques du moteur de 6 à 14 %.

CORRELATION DU REGIME DE FONCTIONNEMENT DES RADIATEURS DE VEHICULES AUTOMOBILES AVEC LES CONDITIONS AMBIANTES

Ing. IOAN BOIAN - chargé de cours - Université de Brasov;
Dr. math. PAUL IACOB - chargé de cours - Université de Brasov;
Math. GRIGORE TIRA - analyste princ. - Université de Brasov.

1. Introduction

En fonction des conditions climatiques dans lesquelles sont exploités les véhicules automobiles, apparaît une série de difficultés pour leur bon fonctionnement. Parmi les problèmes avec lesquels sont confrontées les firmes productrices celui d'un refroidissement impropre du moteur est un obstacle sérieux pour maintenir le marché et acquérir de nouveaux débouchés.

Les tests effectués sur les véhicules automobiles dans des chambres climatiques ou tunnels aérodynamiques donnent pour la majorité des cas, des conclusions ayant un caractère général; en plus ils sont coûteux et nécessitent beaucoup de temps. C'est pourquoi une bonne connaissance du comportement des divers ensembles, par exemple du système de refroidissement et spécialement du radiateur, est utile pour raccourcir le temps des tests et réduire les investissements.

2. Formulation du problème

L'adaptation du régime de fonctionnement du radiateur aux conditions du milieu ambiant, réside dans la corrélation du débit des deux fluides, eau et air, avec la température de l'air ambiant, au moment où s'imposent certaines valeurs pour la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du moteur. Cette corrélation sera conforme à la dépendance fonctionnelle établie par Kays et London pour les échangeurs thermiques à courants croisés (fig. 1) dans lesquels l'un des fluides, l'eau, coule dans des canaux séparés (non mélangée) et l'autre, l'air,

se mélange périodiquement entre deux rangs de tubes successifs. Pour le cas où la capacité calorifique de l'eau (C_{eau}) est plus grande que celle de l'air (C_{air}), la dépendance mentionnée prend la forme suivante [1] :

$$\Gamma = 1 - e^{-NTU(C_{\min}/C_{\max})}; \quad (1)$$

$$\epsilon = 1 - e^{-\Gamma \cdot C_{\max}/C_{\min}}. \quad (2)$$

Tandis que pour le cas où la capacité calorifique de l'air (C_{air}) est plus grande que celle de l'eau (C_{eau}), la dépendance devient:

$$\epsilon = \frac{C_{\max}}{C_{\min}} (1 - e^{-\Gamma' \cdot C_{\min}/C_{\max}}) \quad (3)$$

où
$$\Gamma' = 1 - e^{-NTU}. \quad (4)$$

Cette dépendance est représentée par le graphique de la fig. 2. Ces relations peuvent être exprimées sous la forme:

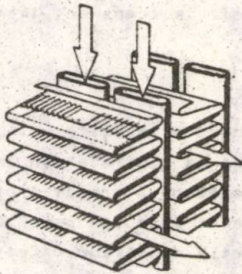


Fig. 1

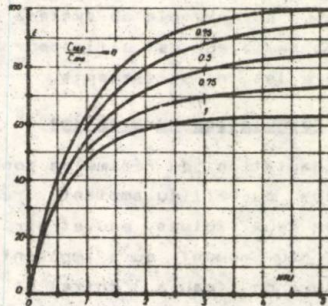


Fig. 2

$$\frac{x}{y} \cdot t = 1 - \frac{1}{e^{\frac{x}{y} \left(1 - \frac{1}{e^{kA/x}} \right)}}. \quad (5)$$

La capacité calorifique de l'eau (C_{eau}) joue le rôle de variable indépendante (x) (étant donné qu'elle joue un rôle déterminant pour le bon fonctionnement du moteur), tandis que celle de l'air (C_{air}) est la variable dépendante (y) de la première ainsi que du paramètre sans dimension ($t = \Delta t_{\text{eau}} / (t_{\text{eau}} - t_{\text{air}})$). On veut donc obtenir une dépendance fonctionnelle, de forme suivante

$$C_{\text{air}} = f(C_{\text{eau}}, t) . \quad (6)$$

Cette solution n'est pas possible par voie algébrique à cause de la forme implicite de la double fonction logarithmique. En même temps il faut mentionner que même le coefficient global de transfert thermique (k) est en fonction de ces deux variables (x, y)

$$k = k(C_{\text{eau}}, C_{\text{air}}) . \quad (7)$$

Pour obtenir cette dépendance, il faut interpréter, statistiquement les données des expériences [2] déduites des tests effectués sur les radiateurs (fig. 3) ou simuler numériquement le comportement thermique de celui-ci [3]

On a obtenu les solutions de l'équation (5) sous la forme (4) par des méthodes numériques en utilisant l'ordinateur. Dans ce but on a établi les limites de variation des variables x et y , respectivement du paramètre t , à savoir

- la capacité calorifique de l'eau ($C_{\text{eau}} = x$) $0 \leq x \leq 7000$;
- la capacité calorifique de l'air ($C_{\text{air}} = y$) $0 \leq y \leq 7000$;
- le paramètre thermique (t) $0,05 \leq t \leq 0,35$.

Ces limites correspondent aux conditions rencontrées fréquemment dans la pratique d'exploitation des radiateurs, mais elles peuvent être modifiées suivant les nécessités [4] .

3. Analyse de la méthode de résolution

Pour expliciter la fonction sous la forme d'un tableau, on a résolu une série d'équations de forme $F(x, y, t) = 0$, prenant pour t des valeurs entre 0,05 et 0,35 avec un pas de 0,05 et

pour y entre 100 et 7000 avec un pas de 50.

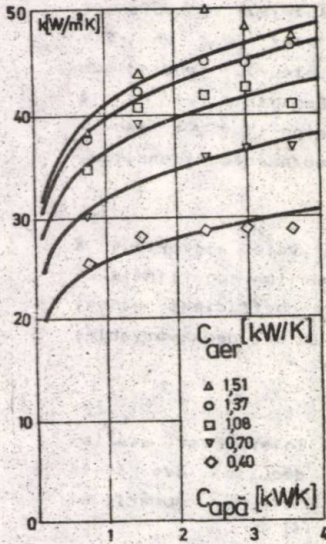


Fig. 3

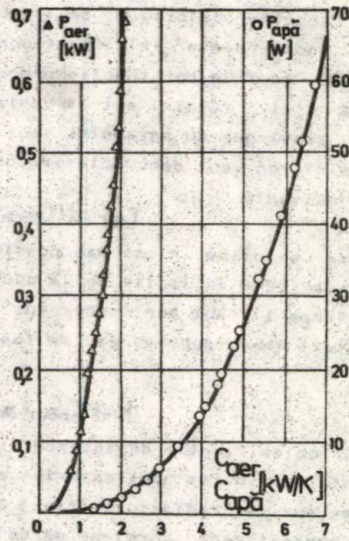


Fig. 4

La fonction $F(x, y, t)$ prend l'expression:

$$F(x, y, t) = \frac{x}{y} \cdot t - 1 + e^{-\frac{x}{y}(1 - e^{-kA/x})}, \quad (8)$$

tandis que k est donné par (7). On a résolu cette équation en divisant successivement l'intervalle. Pour écourcir la procédure a utilisé initialement un intervalle B_1, B_2 pour x en observant que dans les conditions de ce problème:

$$dx/dy > d > 1. \quad (9)$$

Dans ce cas le suivant intervalle devient:

$$[B_1 + d \cdot 50; B_2 + d \cdot 50]. \quad (10)$$

La précision de la solution correspond à une erreur relative de 0,5 %.

Pour la visualisation on a représenté graphiquement la

famille des courbes planes $F(x,y,t) = 0$, considérant t comme paramètre (fig.5).

Dans ce sens, on a employé les valeurs tabellaires obtenues ci-dessus et qui ont été déposées dans un fichier de dates.

A l'aide d'un programme de calculs ces dates selectionnées en mode correspondant ont été affichées graphiquement en utilisant le plotter afférent à l'ordinateur Wang 2200 MPV.

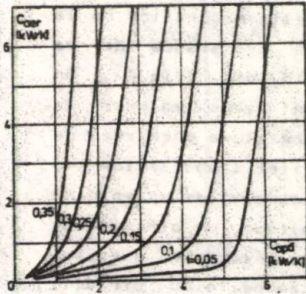


Fig. 5

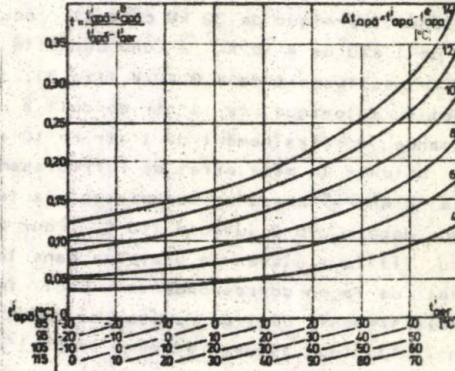


Fig. 6

4. Discussion de la solution

On remarque une tendance puissamment ascendante des courbes, d'autant plus rapide que les valeurs du paramètre t sont plus grandes. Ceci indique une brusque croissance de la capacité calorifique de l'air, en même temps qu'une variation insignifiante de la capacité calorifique de l'eau. Le résultat de ce fait réside dans la majoration de la puissance nécessaire pour entraîner l'air. (Les tests effectués sur le banc d'essais ont démontré que la puissance s'accroît avec l'exposant 2,5 jusqu'à 3 du débit de l'air).

On a abouti à cette situation dès que la température du milieu ambiant s'accroît. Selon la fig. 6 on observe qu'une croissance de la température du milieu ambiant entre 25 et 45 C, conduit à une majoration du paramètre t à partir de 0,12 jusqu'à 0,17 (valable pour une baisse de température de l'eau dans le radiateur de 8 C et pour une température de l'eau dans le radiateur de 95 C). Dans ces conditions l'évacuation d'une puissance thermique de 32 kW conduit pour une capacité calorifique de l'eau de 4 kW/K à une capacité calorifique de l'air de 1,4 respectivement de 4,8 kW/K (fig.5). Cette majoration de la capacité calorifique de l'air conduit à une croissance de la puissance d'entraînement de l'air de 10 à 15 fois (fig.4). On peut obtenir le même effet de refroidissement sans majorer la force d'entraînement en accroissant la température d'entrée de l'eau depuis 95 C jusqu'à 115 C. Pour éviter l'ébullition de l'eau, il faut élever la pression dans le circuit de refroidissement de façon correspondante. Ceci implique un circuit de refroidissement de type présurisé (avec un réservoir d'expansion). Il faut assurer en même temps l'étanchéité du circuit, conformément à la pression maximale obtenue; le radiateur sera exécuté de manière à correspondre à ces conditions.

Pour un certain régime de température les valeurs optimales des deux débits (eau, resp. air) peuvent être déduites de la condition qui assure l'efficacité maximale du radiateur [5]. Dans le système de refroidissement on utilise couramment un mélange d'eau distillée et d'éthylène-glycol. La concentration de celui-ci modifie la capacité calorifique du liquide de refroidissement, fait dû à la densité et à la chaleur spécifique c . Il est donc nécessaire de faire les corrections adéquates.

5. Conclusions

L'équipement d'un certain moteur avec un radiateur donné, implique la connaissance des caractéristiques fonctionnelles de ceux-ci ($Q = Q(P)$, $k = k(C_{\text{air}}, C_{\text{eau}} t)$ et $P_{\text{eau}} = P_{\text{eau}}(C$

eau), respectivement $P_{\text{air}} = P_{\text{air}}(C_{\text{air}})$. D'habitude ces dépendances s'obtiennent par des tests sur le banc d'essais, mais elles peuvent être estimées à l'aide de programmes de simulation numérique sur ordinateur numérique.

Dans ces conditions, on peut déterminer à l'aide de calculs, les valeurs optimales des deux débits (eau et air) qui assurent l'évacuation du flux thermique nécessaire, avec une consommation énergétique minimale. Ceci conduit à certaines valeurs des températures du liquide de refroidissement (entrée et sortie du moteur, resp. du radiateur). Ces valeurs sont spécifiques pour les conditions ambiantes, respectivement pour les températures du milieu ainsi que pour la concentration de l'éthylène-glycol.

La connaissance de la dépendance mentionnée permet la conception d'un système de réglage du nombre de tours de la pompe à eau et du ventilateur, en concordance avec le régime de travail du moteur et avec la température ambiante.

En même temps la méthode présentée détermine les possibilités d'utilisation d'un radiateur dans des conditions de climats différents de celles dans lesquelles il fonctionne couramment. De même elle indique les mesures qu'il faut prendre dans ce sens. Dans certains cas on peut utiliser le même radiateur, mais il est nécessaire de modifier la pression dans le circuit de refroidissement. Ainsi on peut éviter l'exécution d'un autre radiateur, ce qui représente une économie importante.

Notations

- A = surface de transfert thermique du radiateur ;
- B, B = limites de l'intervalle dans lequel est comprise la variable x ;
- C = capacité calorifique ;
- e = base du logarithme naturel ;
- F = caractéristiques fonctionnelles du radiateur ;
- k = coefficient global du transfert thermique ;
- NTU = nombre des unités de transfert thermique :
 $NTU = kA/C \min ;$

- P = puissance ;
Q = flux thermique évacué par le radiateur ;
t = paramètre sans dimension de la température ;
x, y = variables .

Symboles grecs

- Γ - fonctions sans dimension dans l'expression de l'efficacité de l'échangeur thermique ;
 δ - valeur minimale de la dérivée, sur les intervalles considérés ;
 ε - efficacité de l'échangeur thermique .

Indices

- apa - eau ;
aer - air ;
e - sortie ;
i - entrée .

BIBLIOGRAPHIE

1. KAYS, W., M., LONDON, A., L. Compact heat exchangers. Mc. Graw - Hill Book Company New-York, 1964.
2. BOIAN, I., HOFFMANN, V., MURESAN, M., SERBANOIU, N. Calcul statistique automate des données de tests des radiateurs de véhicules automobiles. Conferința națională de motoare, automobile, tractoare și mașini agricole, Brașov, 1985.
3. BOIAN, I., HOFFMANN, V. Contribuții la elaborarea unei metode de simulare a comportamentului termic al radiatorilor de autovehicule. Conferința "Transmiterea caldurii și optimizarea utilizării energiei termice". Brașov, 1986.
4. OGRODZKI, AL. Ktorunki dokonolenia chłodnia i grzejników samochodowych. Technica motoryzacyjna, nr.5, 1978.
5. BOIAN, I., HOFFMANN, V. Contributions pour un régime optimal du fonctionnement des radiateurs de véhicules automobiles. Conferința națională de motoare, automobile, tractoare și mașini agricole, Brașov, 1985.

BOIAN, I., IACOB, P., TIRA, Gr.

CORELAREA REGIMULUI DE FUNCTIONARE AL RADIATOARELOR
AUTOVEHICULELOR CU CONDITIILE AMBIANTE

Rezumat

Metoda prezentată permite alegerea regimului de functionare al radiatorului in concordanta cu cerintele impuse de motor și cu condițiile mediului ambiant. Prin aceasta se ofera premisele reducerii puterii consumate cu antrenarea fluidelor de lucru.

CORRELATION DU REGIME DE FONCTIONNEMENT DES RADIATEURS
DE VEHICULES AUTOMOBILES AVEC LES CONDITIONS AMBIANTES

Résumé

La méthode présentée permet de choisir le régime de fonctionnement du radiateur en concordance avec les exigences imposées par le moteur et les conditions du milieu ambiant. De même cette méthode offre les prémisses de la réduction de la puissance consommée pour l'entraînement des fluides des deux circuits.

NOTES, 1. 1900, 2. 1901

RESEARCHES ON THE HISTORY OF THE
AND THE HISTORY OF THE

Research

The researches on the history of the
and the history of the
and the history of the
and the history of the

RESEARCHES ON THE HISTORY OF THE
AND THE HISTORY OF THE

Research

The researches on the history of the
and the history of the
and the history of the
and the history of the

UNE METHODE D'ESSAI POUR LES ROULEMENTS A DES
VITESSES LIMITE

Ing. Tr. Bolfe, assistant à l'Université de Braşov.

Ces essais sont de courte durée (1 roulement par jour) ce qui doit être pris en considération lorsqu'on se réfère au comportement de longue durée des roulements. Les essais à la vitesse limite ne représentent pas un paramètre de réception, étant utilisés uniquement au développement des nouveaux roulements ou des nouvelles cages, afin de vérifier leur sécurité de fonctionnement ainsi que pour des études comparatives.

Lors des essais on établit non seulement le nombre de tours maximal sur la plate-forme d'essais mais encore, après une phase de rodage du roulement, on mesure le moment de frottement à vide et le moment de frottement sous charge, ainsi que les températures des anneaux intérieur et extérieur pour pouvoir faire d'autres appréciations aussi, concernant le comportement du roulement.

La charge radiale initiale est $C/P=40$, et ensuite $C/P=20$, où C représente la capacité dynamique de charge et P - la charge radiale.

Pour trouver les constantes f_0 , f_1 et c qui interviennent dans les expressions des moments de frottement on utilise les deux composantes de charge $C/P=40$ et $C/P=20$, de même que les nombres de tours $n=0,5n_0$ et $n=0,8n_0$.

On mesure le moment total de frottement à l'état chargé et, pour un bref délai, à l'état déchargé, les températures des anneaux extérieur et intérieur. Les valeurs sont mesurées en régime stabilisé de température.

La variation dans le temps du moment de frottement peut être considérée comme une vibration du type particulier, présentant un intérêt particulier dans le domaine des roulements de grandes précision et vitesse.

Dans la deuxième partie de l'essai est établie la vitesse limite du roulement testé. On considère le fonctionnement ayant la charge $C/P=20$ et le nombre de tours $n=n_{est}$ et après avoir obtenu un pelier de température, environ 30 minutes après, on fait augmenter la vitesse par degrés de

2000 tours/min chacun.

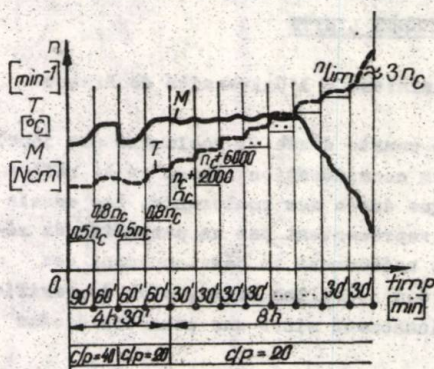


Fig. 1

Le nombre de tours, les températures et les moments de frottement seront enregistrés de façon continue. L'augmentation du nombre de tours se poursuit jusqu'à l'avarie du roulement.

La plate-forme d'essai est mise hors de circuit automatiquement lors d'une augmentation importante (réglable) de la valeur du moment de frottement.

Le moment de frottement mesuré est composé de:

$$M = M_0 + M_1, \quad (1)$$

où M_0 est le moment de frottement sans charge;

M_1 - le moment de frottement à charge.

$$M_0 = f_0 \cdot d_m^3 (\sqrt{n})^{2/3} \cdot 10^3 \quad [Nm] \quad (2)$$

et

$$M_1 = f_1 \cdot d_m \cdot (P_0/C_0)^c \cdot P \quad [Nm] \quad (3)$$

Afin de déterminer la constante f_0 dépendant du type de roulement ainsi que du mode de graissage, le moment de frottement est porté sur l'ordonnée à l'échelle logarithmique et le produit $\sqrt{n}$ sur l'abscisse, également à l'échelle logarithmique. La valeur moyenne $\bar{M}_0$ est établie par l'approximation des points obtenus.

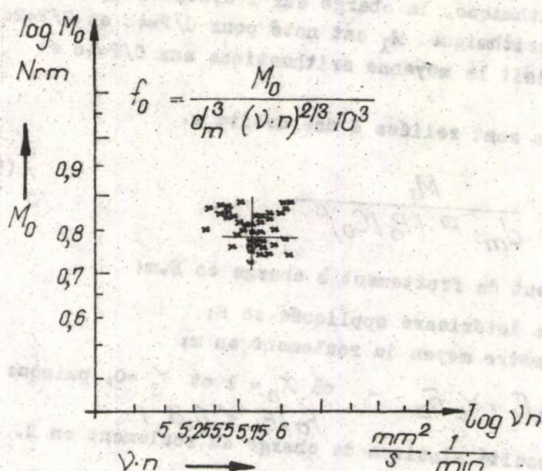


Fig. 2

A noter que dans notre cas $\bar{M}_0 = 6,067$ Nom à $\bar{n} = 11325$ tours/min.

A partir de la relation (2) on peut déterminer le coefficient f_0 :

$$f_0 = \frac{M_0}{d_m^3 (v.n)^{2/3} \cdot 10^3} \quad (4)$$

où: M_0 - le moment de frottement sans charge en Nm;

v - la viscosité cinématique du lubrifiant à la température de régime, en m^2/s ;

n - la vitesse de fonctionnement, en tours par minute;

d_m - le diamètre moyen du roulement, en m;

$$f_0 = \frac{6,067 \cdot 10^{-2}}{(43,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (33,57 \cdot 10^{-6} \cdot 11325)^{2/3} \cdot 10^3} = 1,40447.$$

Pour déterminer la constante f_1 qui dépend du type de roulement et de la charge, il faut déterminer au préalable la constante c de la relation (3).

M_1 est représenté pour un roulement sur l'ordonnée à l'échelle logarithmique, la charge sur l'abscisse également à l'échelle logarithmique. M_1 est noté pour $C/P=40$ et $C/P=20$. Ensuite, on choisit la moyenne arithmétique aux $C/P=40$ et $C/P=20$.

Ces valeurs sont reliées à une droite c.

$$f_1 = \frac{M_1}{d_m \cdot P \cdot (P_0/C_0)^c} \quad , \quad (5)$$

où M_1 - le moment de frottement à charge en N.m;

P - la force intérieure appliquée en N;

d_m - le diamètre moyen du roulement en m;

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad - \quad \text{où } X_0 = 1 \text{ et } Y_0 = 0, \text{ puisque } F_a/F_r < 0,8 ;$$

C_0 - la capacité statique de charge du roulement en N.

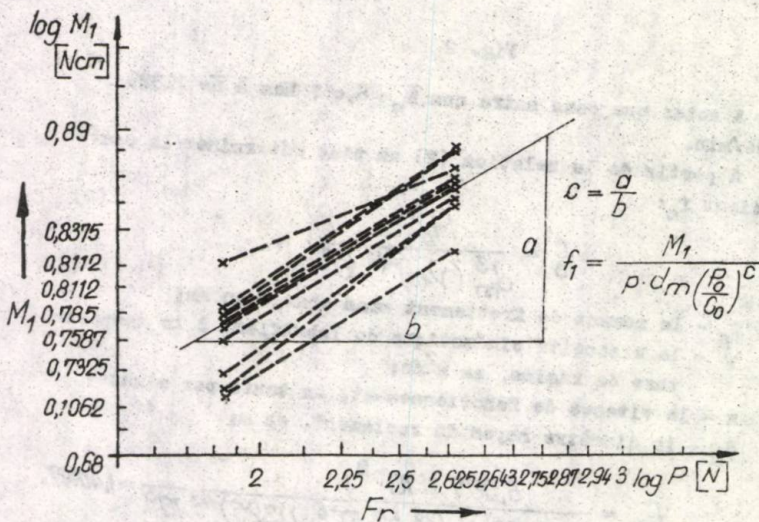


Fig. 3

On remarque que dans notre cas $\overline{M}_1 = 6,8865 \text{ Nm}$; $b = 90 \text{ mm}$;
 $a = 50 \text{ mm}$, donc

$$c = \frac{a}{b} = \frac{50}{90} = 0,5556 \quad (6)$$

et

$$f_1 = \frac{6,8865 \cdot 10^{-2}}{(43,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 790 \left(\frac{790}{10500}\right)^{0,5556}} = 8,43594 \cdot 10^{-3}.$$

Le moment entier de frottement du roulement sera:

$$M = f_0 \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot 10^3 + f_1 \cdot d_m \cdot P \cdot \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^c ;$$

$$M = 1,40447 \cdot (43,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (33,57 \cdot 10^{-6} \cdot 11325)^{2/3} \cdot 10^3 +$$

$$+ 8,43594 \cdot 10^{-3} \cdot (43,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 790 \left(\frac{790}{10500}\right)^{0,5556} = 0,129535 [Nm].$$

Les valeurs des coefficients f_0 , f_1 et c peuvent être comparées aux valeurs des roulements de comparaison.

BIBLIOGRAPHIE

1. GAFITANU, M. ș.a. Organe de mașini, t.II. Editura Tehnică, București, 1983.
2. GAFITANU, M. ș.a. Rolmenți, t.I și II. Editura Tehnică, București, 1985.

METODICA EFECTUARII INCERCARILOR LA TURATII LIMITA

A RULMENTILOR

Rezumat

În lucrare se prezintă metoda de testare a rulmenților la turație limită, calculându-se valorile coeficienților f_0 , f_1 și c , care apar în expresiile momentelor de frecare.

UNE METHODE D'ESSAI POUR LES ROULEMENTS A DES

VITESSES LIMITE

Résumé

Le travail présente une méthode d'essai des roulements à la vitesse limite, en calculant les valeurs des coefficients f_0 , f_1 et c qui apparaissent dans les expressions des moments de frottement.

DIMENSIONING OF CIRCULAR PLATES CLAMPED AT CENTRE BY
THE CONDITION OF TRANSVERSE RIGIDITY UNDER CONCENTRATED
LOAD ON THE EXTERNAL BOUNDARY

Dr.Sc.(Eng) Grigore Gogu, Lecturer, University of Braşov.

1. Introduction

Circular plates clamped at centre are widespread in machine building: clutches disks, turbine disks, rotors of direct-current electric machines, circular saws, grinding disks and others. As is known, the loading of plane plates can be divided in two: loading given by forces contained in the plate plane, called membrane loading and bending loading given by forces acting perpendicular to the plane of plate. In this last case, the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary can be used to dimensioning the principal dimensions of the plate: the thickness, external diameter and clamping ratio (defined as the ratio between the clamping and the external diameter) as the paper presents.

2. Calculation of the transverse rigidity of circular plates clamped at centre under concentrated load on the external boundary

The analytical calculation of circular plate transversal rigidity is based on solving the equation of circular plates bending (the Sophie-Germain's equation) [1] :

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) w = \frac{p}{D}, \quad (1)$$

where: w is the lateral deflection under the external force p , normally distributed on the surface of plate, $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$ - bending modulus of rigidity, h - thickness of the plate, E - longitudinal modulus of elasticity and ν - the Poisson ratio. The general solution of Eq.(1) is given in the form [1] :

$$w = w_0 + w_1 = Q_0^{(1)}(r) + \sum_{n=1}^{\infty} Q_n^{(1)}(r) \cos n\theta + \sum_{n=1}^{\infty} Q_n^{(2)}(r) \sin n\theta + w_1, \quad (2)$$

where:

$$Q_0^{(1)}(r) = A_0^{(1)} + B_0^{(1)} r^2 + C_0^{(1)} \ln r + D_0^{(1)} r^2 \ln r;$$

$$Q_1^{(k)}(r) = A_1^{(k)} r + B_1^{(k)} r^3 + C_1^{(k)} r^{-1} + D_1^{(k)} r \ln r, \quad k=1,2;$$

$$Q_n^{(k)}(r) = A_n^{(k)} r^n + B_n^{(k)} r^{-n} + C_n^{(k)} r^{n+2} + D_n^{(k)} r^{-n+2}, \quad n \geq 2, k=1,2.$$

In Eq.(2) w_0 is the solution of the homogeneous biharmonic equation and w_1 is a particular solution of Eq.(1).

In the case of a circular plate with constant thickness, clamped at centre at radius r_s , with a clamping ratio $S_s = r_s/r_0$, and loaded by a concentrated force P acting on the external boundary at radius r_0 (fig.1) Eq.(1) becomes homogeneous and $w_1 = 0$. If we

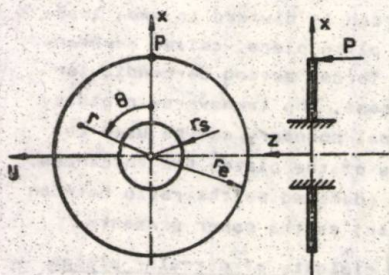


Fig.1

consider the origin of the angle θ at the radius corresponding to the force acting point, the problem is symmetrical and, in the general solution, given by Eq.(2), the terms in $\sin n\theta$ become zero.

Using the boundary conditions and decaying the concentrated load in Fourier's series, on the basis of Eq.(2) we obtain an infinite linear

system of equations having as unknowns the constants of integration $A_n^{(1)}, B_n^{(1)}, C_n^{(1)}$ and $D_n^{(1)}$ ($n=0,1,2,\dots$). The unknowns being decoupled four by four, the system is reduced to an infinite number of sets of four equations with four unknowns. By solving this system we obtain [2]:

$$\begin{bmatrix} A_n^{(1)} & B_n^{(1)} & C_n^{(1)} & D_n^{(1)} \end{bmatrix}^T = [H_n]^{-1} \cdot \{h_n\} \cdot \Psi; \quad n=0,1,2,\dots \quad (3)$$

where:

$$\{h_0\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -0.5 \end{bmatrix}; \quad \{h_1\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}; \quad \{h_n\}_{n \geq 2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad \Psi = \frac{P r_0^2}{4D};$$

$$[H_0] = \begin{bmatrix} 1 & \rho_s^2 & \ln \rho_s & \rho_s^2 \ln \rho_s \\ 0 & 2\rho_s & \rho_s^{-1} & \rho_s(1+2\ln \rho_s) \\ 0 & 2(1+\nu) & \nu-1 & \nu+3 \\ 0 & 0 & 0 & 4 \end{bmatrix},$$

$$[H_1] = \begin{bmatrix} \rho_s^2 & \rho_s^3 & \rho_s^{-1} & \rho_s \ln \rho_s \\ 1 & 3\rho_s^2 & -\rho_s^{-2} & 1+\ln \rho_s \\ 0 & 2(3+\nu) & 2(1-\nu) & \nu+1 \\ 0 & 2(3+\nu) & 2(1-\nu) & \nu-3 \end{bmatrix};$$

$$[H_n] = \begin{bmatrix} \rho_s^n & \rho_s^{-n} & \rho_s^{n+2} & \rho_s^{-n+2} \\ n\rho_s^{n-1} & -n\rho_s^{-n-1} & (n+2)\rho_s^{n+1} & -(n-2)\rho_s^{-n+1} \\ n(n-1)(1-\nu) & n(n+1)(1-\nu) & (n+1)[n+2-\nu(n-2)] & (n+1)[n-2-\nu(n+2)] \\ n^2(n-1)(1-\nu) & -n^2(n+1)(1-\nu) & n(n+1)[n(1-\nu)-4] & -n(n-1)[n(1-\nu)+4] \end{bmatrix},$$

We obtain the solution of Eq.(2) in the form:

$$w(\rho, \theta) = \frac{Pr_e^2}{\pi D} \sum_{n=0}^{\infty} q_n(\rho_s, \rho) \cos n\theta = \frac{Pr_e^2}{\pi D} C(\rho_s, \rho, \theta), \quad (4)$$

where $\rho = r/r_0$ is the any-point nondimensional radius and the function $q_n(\rho_s, \rho)$ are obtained for the dimensionless functions $Q_n^{(1)}(r)$ according to the clamping radius ρ_s . To compute the coefficient $C(\rho_s, \rho, \theta)$ the author has elaborated the program "RIG-AN" in BASIC-2 language on the computer WANG MVP.

If we are interested in the value of deflection under the force, by the relation (4), for $\theta=0$ and $\rho=1$, we obtain:

$$w_P = w_P(1,0) = \frac{Pr_e^2}{\pi D} C(\rho_s), \quad (5)$$

where:

$$C(\rho_s) = \sum_{n=0}^{\infty} q_n(\rho_s).$$

In this case the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary can be expressed as:

$$K = \frac{P}{w_p} = \frac{\pi D}{r_e^2 C(\rho_s)} = \frac{\pi}{3(1-\nu^2) C(\rho_s)} \frac{E h^3}{d_e^2} = \xi(\rho_s) \frac{E h^3}{d_e^2}. \quad (6)$$

The relation (6) shows us that to the same clamping ratio and the same force the rigidity increases by the third involution of thickness and decreases by the second involution of external diameter (d_e).

3. Circular plate dimensioning in the case of imposing a certain value for the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary

In the case of imposing a certain value for the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary of a circular plate clamped at centre the relation (6) can be used to size the principal dimensions of the plate. Thus the calculation relations can be established for:

- the thickness of circular plate, depending on the clamping ratio and the external diameter:

$$h = \sqrt[3]{\frac{K d_e^2}{E \cdot \xi(\rho_s)}}; \quad (7)$$

- the external diameter of circular plate, depending on clamping ratio and the plate thickness:

$$d_e = \sqrt{\frac{\xi(\rho_s) E h^3}{K}}; \quad (8)$$

- the coefficient $\xi(\rho_s)$, depending on the thickness and the external diameter:

$$\xi(\rho_s) = \frac{K d_e^2}{E h^3}. \quad (9)$$

On the basis of relation (9) we can compute the necessary clamping ratio.

To facilitate the calculations, in table 1, the values of the

Table 1
The values of the coefficient $\xi(\rho_s)$

ρ_s	$\xi(\rho_s)$	ρ_s	$\xi(\rho_s)$	ρ_s	$\xi(\rho_s)$
* 0.100 *	1.447155 *	* 0.345 *	3.461064 *	* 0.590 *	10.634538 *
* 0.105 *	1.475003 *	* 0.350 *	3.527859 *	* 0.595 *	10.944184 *
* 0.110 *	1.502939 *	* 0.355 *	3.596328 *	* 0.600 *	11.266714 *
* 0.115 *	1.531006 *	* 0.360 *	3.666526 *	* 0.605 *	11.602849 *
* 0.120 *	1.559245 *	* 0.365 *	3.738514 *	* 0.610 *	11.953360 *
* 0.125 *	1.587692 *	* 0.370 *	3.812352 *	* 0.615 *	12.319377 *
* 0.130 *	1.616383 *	* 0.375 *	3.888103 *	* 0.620 *	12.700888 *
* 0.135 *	1.645348 *	* 0.380 *	3.965836 *	* 0.625 *	13.099747 *
* 0.140 *	1.674620 *	* 0.385 *	4.045619 *	* 0.630 *	13.515681 *
* 0.145 *	1.704227 *	* 0.390 *	4.127524 *	* 0.635 *	13.952737 *
* 0.150 *	1.734198 *	* 0.395 *	4.211528 *	* 0.640 *	14.409267 *
* 0.155 *	1.764560 *	* 0.400 *	4.298009 *	* 0.645 *	14.887437 *
* 0.160 *	1.795338 *	* 0.405 *	4.386750 *	* 0.650 *	15.388638 *
* 0.165 *	1.826558 *	* 0.410 *	4.477938 *	* 0.655 *	15.914395 *
* 0.170 *	1.858246 *	* 0.415 *	4.571662 *	* 0.660 *	16.466337 *
* 0.175 *	1.890426 *	* 0.420 *	4.668017 *	* 0.665 *	17.046232 *
* 0.180 *	1.923122 *	* 0.425 *	4.767101 *	* 0.670 *	17.656002 *
* 0.185 *	1.956358 *	* 0.430 *	4.869019 *	* 0.675 *	18.297735 *
* 0.190 *	1.990158 *	* 0.435 *	4.973877 *	* 0.680 *	18.973707 *
* 0.195 *	2.024545 *	* 0.440 *	5.081790 *	* 0.685 *	19.686401 *
* 0.200 *	2.059543 *	* 0.445 *	5.192876 *	* 0.690 *	20.438532 *
* 0.205 *	2.095176 *	* 0.450 *	5.307259 *	* 0.695 *	21.233069 *
* 0.210 *	2.131468 *	* 0.455 *	5.425072 *	* 0.700 *	22.073266 *
* 0.215 *	2.168443 *	* 0.460 *	5.546449 *	* 0.705 *	22.962701 *
* 0.220 *	2.206125 *	* 0.465 *	5.671537 *	* 0.710 *	23.905304 *
* 0.225 *	2.244538 *	* 0.470 *	5.800485 *	* 0.715 *	24.905412 *
* 0.230 *	2.283709 *	* 0.475 *	5.933453 *	* 0.720 *	25.967808 *
* 0.235 *	2.323661 *	* 0.480 *	6.070608 *	* 0.725 *	27.097788 *
* 0.240 *	2.364422 *	* 0.485 *	6.212125 *	* 0.730 *	28.301220 *
* 0.245 *	2.406017 *	* 0.490 *	6.358191 *	* 0.735 *	29.584622 *
* 0.250 *	2.448474 *	* 0.495 *	6.508999 *	* 0.740 *	30.955252 *
* 0.255 *	2.491820 *	* 0.500 *	6.664755 *	* 0.745 *	32.421206 *
* 0.260 *	2.536084 *	* 0.505 *	6.825676 *	* 0.750 *	33.991538 *
* 0.265 *	2.581294 *	* 0.510 *	6.991991 *	* 0.755 *	35.676394 *
* 0.270 *	2.627481 *	* 0.515 *	7.163940 *	* 0.760 *	37.487180 *
* 0.275 *	2.674576 *	* 0.520 *	7.341778 *	* 0.765 *	39.436743 *
* 0.280 *	2.722910 *	* 0.525 *	7.525776 *	* 0.770 *	41.539594 *
* 0.285 *	2.772216 *	* 0.530 *	7.716216 *	* 0.775 *	43.812173 *
* 0.290 *	2.822628 *	* 0.535 *	7.913401 *	* 0.780 *	46.273156 *
* 0.295 *	2.874180 *	* 0.540 *	8.117651 *	* 0.785 *	48.943821 *
* 0.300 *	2.926910 *	* 0.545 *	8.329302 *	* 0.790 *	51.848494 *
* 0.305 *	2.980853 *	* 0.550 *	8.548715 *	* 0.795 *	55.015067 *
* 0.310 *	3.036050 *	* 0.555 *	8.776269 *	* 0.800 *	58.475641 *
* 0.315 *	3.092539 *	* 0.560 *	9.012369 *	* 0.805 *	62.267283 *
* 0.320 *	3.150363 *	* 0.565 *	9.257445 *	* 0.810 *	66.432966 *
* 0.325 *	3.209564 *	* 0.570 *	9.511953 *	* 0.815 *	71.022698 *
* 0.330 *	3.270187 *	* 0.575 *	9.776381 *	* 0.820 *	76.074917 *
* 0.335 *	3.332279 *	* 0.580 *	10.051246 *	* 0.825 *	81.718222 *
* 0.340 *	3.395888 *	* 0.585 *	10.337102 *	* 0.830 *	87.973487 *

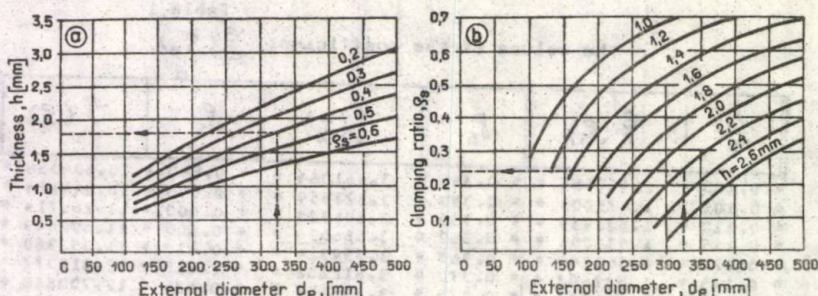


Fig. 2

coefficient $\tilde{\epsilon}(S_s)$ are presented for different values of clamping ratio, computed by the "RIG-AN" program.

On the basis of relation (6) we can plot nomograms, such as those presented in fig.2, which allow to correlate the three principal dimensional parameters of a circular plate clamped at centre having imposed a certain value for the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary. The nomograms from fig.2 are plotted for $K=50$ N/mm and $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm². Such nomograms are useful in the design activity to establish the necessary dimensions of the circular plate.

References

1. Amenzade, Yu.A. Theory of Elasticity. Mir Publ., Moscow, 1979.
2. Gogu, Gr., Ciobanu, M. Rigiditatea la încovoiere a plăcilor circulare încastrate la centru. In: Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor. Vol.1, Mecanică aplicată. Pitești, 1981, p.98-105.

GOGU,GR.

DIMENSIONAREA PLACILOR CIRCULARE INCASTRATE LA CENTRU
DIN CONDITIA RIGIDITATII TRANSVERSALE SUB SARCINA
CONCENTRATA PE CONTURUL EXTERIOR

Rezumat

În lucrare se prezintă utilizarea rigidității transversale sub sarcină concentrată pe conturul exterior pentru dimensionarea diametrului, grosimii și a raportului de încastrare în cazul plăcilor circulare de grosime constantă încastrate la centru. Calcularele prezentate sînt utile în activitatea de proiectare a discurilor de ambreiaj, discurilor pentru turbine, rotoarelor motoarelor electrice de curent continuu, pinzelor circulare, discurilor pentru rectificat ș.a.

DIMENSIONING OF CIRCULAR PLATES CLAMPED AT CENTRE BY
THE CONDITION OF TRANSVERSE RIGIDITY UNDER CONCENTRATED
LOAD ON THE EXTERIOR BOUNDARY

Summary

The paper presents the utilization of the transverse rigidity under concentrated load on the external boundary for dimensioning the diameter, the thickness and the clamping ratio in the case of circular plates with constant thickness clamped at centre. The calculations presented above are useful in the design activity of clutches disks, turbine disks, rotors of direct-current electric machines, circular saws, grinding disks and others.

CONSTITUTIONAL PRINCIPLES OF THE STATE OF TEXAS
ARTICLE I. OF THE CONSTITUTION
SECTION 1.

Section 1.

All legislative Powers herein granted shall be vested in a Congress of the United States, which shall consist of a Senate and House of Representatives.

ARTICLE II. OF THE CONSTITUTION
SECTION 1.
THE EXECUTIVE POWER shall be vested in a President of the United States.

Section 1.

The President shall hold Office for four Years; and, together with the Vice President, chosen for the same Term, shall have the Honor and the Privilege of being elected to a second Term, if he shall have been elected to the first Term.

- 80 -

SUR LE DÉCOUPLAGE DES MOUVEMENTS D'UN MÉCANISME BIMOBILE
D'ORIENTATION

Dr. ing. Dorin DIACONESCU, lecteur à l'Université de Braşov;
Ing. Olimpiu MUNTEANU, assistant à l'Université de Braşov;
Ing. Gabor WATZATKA, ingénieur à l'Entreprise ICA Ghimbav.

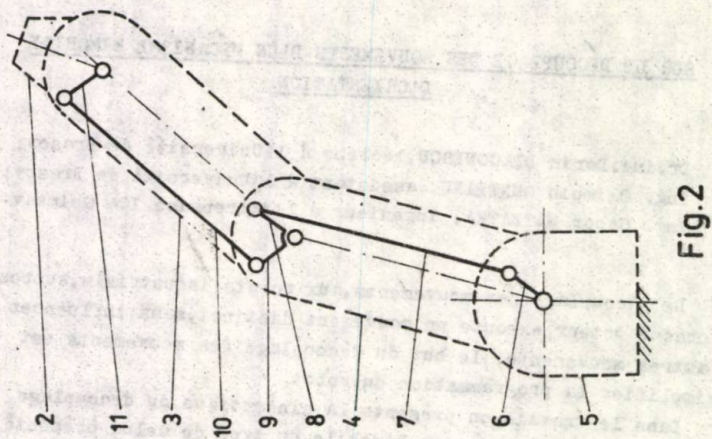
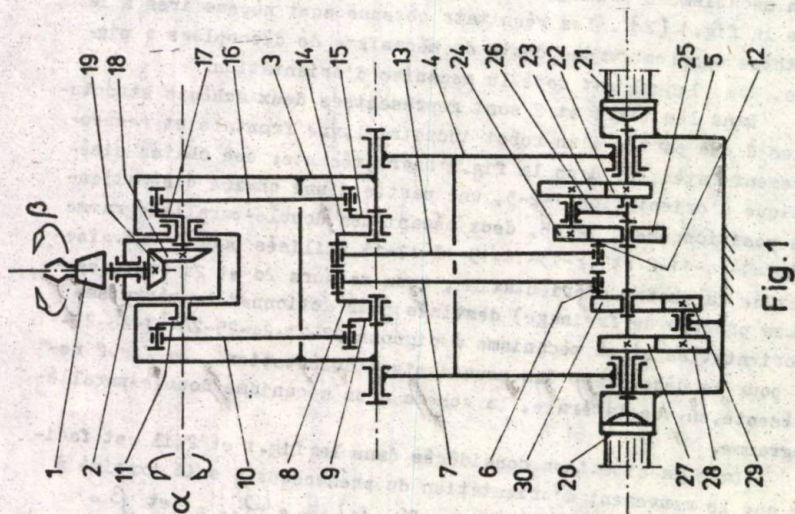
Le découplage des mouvements, aux robots industriels, suppose que chaque moteur exécute un mouvement distinct, sans influencer les autres mouvements; le but du découplage des mouvements est de simplifier la programmation du robot.

Dans le travail on présente la cinématique du découplage d'un mécanisme d'orientation bimobile du type de celui présenté dans la fig. 1 [2]. Les résultats obtenus sont nécessaires à la synthèse des nombres des dents du mécanisme de découplage à pignons, avec lequel est doté le mécanisme d'orientation.

Dans les fig. 1 et 2 sont représentées deux schémas structurales d'une partie d'un robot industriel, vue frontale et respectivement latérale; dans la fig. 1 on représente: une chaîne cinématique d'orientation 1-2-3, une partie d'une chaîne cinématique de positionnement 3-4-5, deux mécanismes double-parallélogramme 6-7-8-9-10-11=2 et 12-13-14=15-16-17=18 utilisés pour l'entraînement de la chaîne d'orientation, deux moteurs 20 et 21 (avec systèmes propres de freinage) destinés pour actionner le mécanisme d'orientation et un mécanisme à pignons 22-23-24-25-26-27-28-29-30 pour le découplage des mouvements d'orientation. La fig. 2 représente, en vue latérale, la schéma d'un mécanisme double-parallélogramme.

Dans la situation considérée dans les fig. 1 et 2, il est facile que le mouvement d'orientation du préhenseur 1 soit exprimé à l'aide des vitesses angulaires: $\alpha = \omega_{2,5} = \omega_{11,5}$ et $\beta = \omega_{1,2} = \omega_{19,2}$.

Pour la simplicité, l'analyse cinématique du mécanisme d'orientation de la fig. 1 est présentée en deux étapes (I et II).



I. Dans cette étape on considère que les moteurs 20 et 21 sont bloqués ($27 \equiv 5$ et $22 \equiv 5$) et fonctionnent seulement les systèmes (non représentés dans les figures) qui engendrent les mouvements $\delta = \omega_{3,4}$ et $\sigma = \omega_{4,5}$ (fig.3).

Conformément à la fig.4, représentant une vue latérale simplifiée de la schéma de la fig.3, pendant les mouvements δ et σ , les éléments 6 et 8, 12 et 14, 9 et 11, 15 et 17 restent toujours parallèles. Il s'ensuit que les éléments $11 \equiv 2$ et $17 \equiv 18$ décrivent, par rapport à 5, des mouvements de translation et ont donc des vitesses angulaires nuls ($\alpha = \omega_{2,5} = 0$, $\omega_{18,5} = 0$); implicitement, la vitesse angulaire de l'élément $1 \equiv 19$ est aussi nulle, par rapport à 2 ($\omega_{18,2} = \omega_{18,5} - \omega_{2,5} = 0 - 0 = 0 \Rightarrow \omega_{19,2} = \omega_{1,2} = \beta = 0$).

Pour conclure, les mouvements $\delta = \omega_{3,4}$ et $\sigma = \omega_{4,5}$ n'influencent pas les mouvements α et β et donc, l'analyse des mouvements d'orientation ($\alpha = \omega_{2,5}$ et $\beta = \omega_{1,2}$) peut être effectuée considérant que les mouvements δ et σ sont nuls, ce qui, conformément à la fig.5, suppose la solidarisation des éléments 3,4 et 5 ($3 \equiv 4 \equiv 5$).

II. Conformément à la fig.5, dans cette étape on établit les corrélations entre les mouvements

$$\alpha = \omega_{2,5} = \omega_{2,1}, \quad \beta = \omega_{1,2} \quad \text{et} \quad \omega_{27,5} = \omega_{27,1}$$

$\omega_{22,5} = \omega_{22}$ et s'identifie la condition dans laquelle le mécanisme réalise le découplage des mouvements d'orientation α et β .

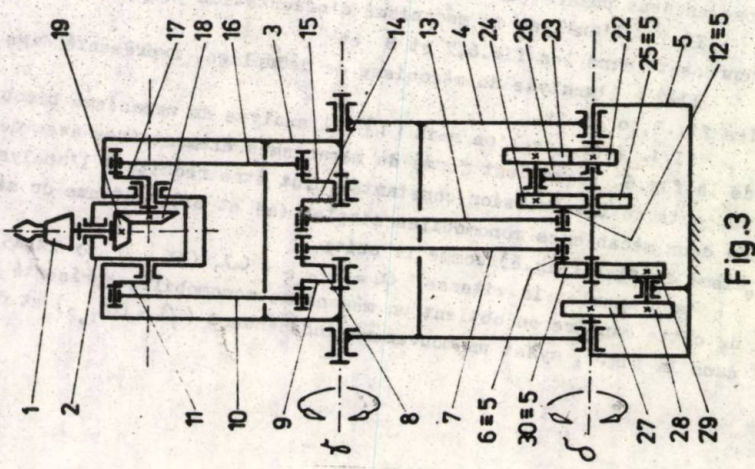
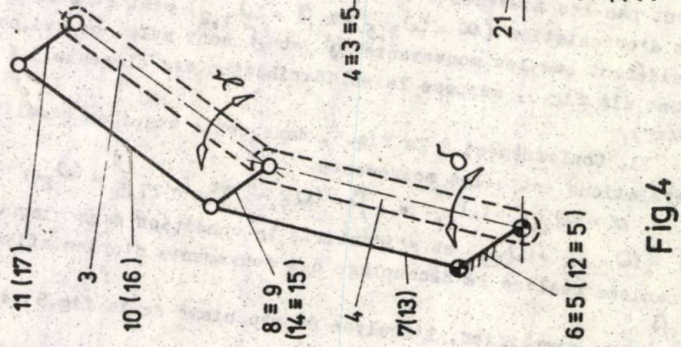
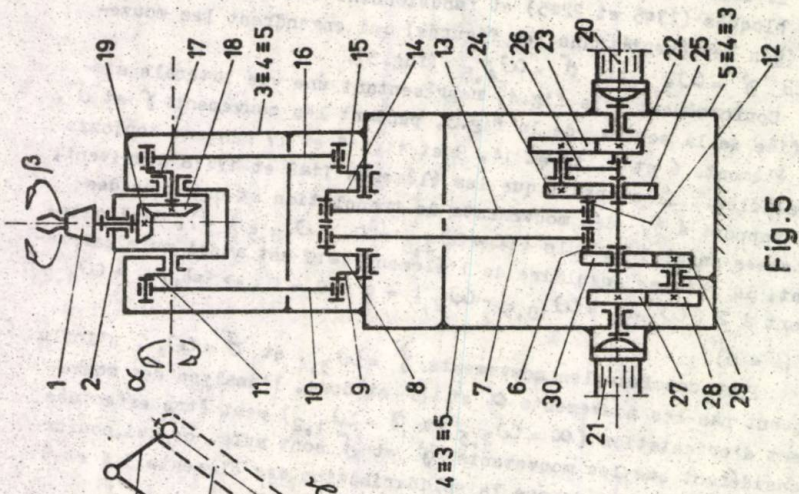
Pour simplifier, l'analyse du mécanisme de la fig.5 se décompose en deux phases (II.1 et II.2):

II.1 - l'analyse du mécanisme d'orientation proprement dit, représenté dans les fig.6,7 et 8 et

II.2 - l'analyse du mécanisme de découplage, représenté dans les fig.9,10 et 11.

II.1. À ce que l'on sait [1], l'analyse du mécanisme bimobile de la fig.6, lequel est formé de mécanismes élémentaires avec des rapports de transmission constants, peut être réduite à l'analyse de deux mécanismes monomobiles simples (a1 et b1), obtenue du mécanisme initial (fig.6) comme il suit:

a1. Annuler la vitesse $\alpha = \omega_{2,5} = \omega_2$ ($\alpha = 0 \Rightarrow 2 \equiv 3 \equiv 5$); de cette manière on obtient un mécanisme monomobile, représenté dans la fig.7, ayant un mouvement indépendant ($\beta = \omega_{1,2}$) et deux



mouvements dépendants :

$$\omega_6(\alpha = 0) = \omega_6^\alpha \text{ et } \omega_{12}(\alpha = 0) = \omega_{12}^\alpha ;$$

puisque par la solidarité $2 \equiv 3 \equiv 5$ ($\alpha = 0$), on solidarise aussi $11 \equiv 10 \equiv \dots \equiv 6 \equiv 5$, conformément à la fig.7, il en résulte:

$$\begin{cases} \omega_6^\alpha = i_{6,\beta}^\alpha \cdot \beta = 0 \cdot \beta, \\ \omega_{12}^\alpha = i_{12,\beta}^\alpha \cdot \beta = i_{12,14} \cdot i_{15,17} \cdot i_{18,19}^\alpha \cdot \beta = 1 \cdot 1 \cdot i_{18,19}^2 \cdot \beta = \left(\frac{Z_{19}}{Z_{18}} \right) \beta. \end{cases} \quad (1)$$

b1. Annuler le mouvement $\beta = \omega_{1,2}$ ($\beta = 0 \Rightarrow 1 \equiv 2$); on obtient ainsi un mécanisme monomobile, représenté dans la fig.8, ayant un mouvement indépendant ($\alpha = \omega_2$) et deux mouvements dépendants:

$$\omega_6(\beta = 0) = \omega_6^\beta \text{ et } \omega_{12}(\beta = 0) = \omega_{12}^\beta ;$$

puisque par l'identification $1 \equiv 2$ ($\beta = 0$) les éléments $2 \equiv 18 \equiv 17$ deviennent aussi solidaires, conformément à la fig.8, il en résulte:

$$\begin{cases} \omega_6^\beta = i_{6,\alpha}^\beta \cdot \alpha = i_{6,8} \cdot i_{9,11} \cdot \alpha = 1 \cdot 1 \cdot \alpha = \alpha, \\ \omega_{12}^\beta = i_{12,\alpha}^\beta \cdot \alpha = i_{12,14} \cdot i_{15,17} \cdot \alpha = 1 \cdot 1 \cdot \alpha = \alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Étant formé de mécanismes élémentaires avec des rapports de transmission constants, le mécanisme bimobile de la fig.6 est caractérisé par deux mouvements indépendants, β et α , et par deux mouvements dépendants, ayant, en conformité avec les relations (1) et (2), les expressions:

$$\begin{cases} \omega_6 = \omega_6^\alpha + \omega_6^\beta = 0 \cdot \beta + 1 \cdot \alpha, \\ \omega_{12} = \omega_{12}^\alpha + \omega_{12}^\beta = i_{18,19}^2 \cdot \beta + 1 \cdot \alpha = \left(\frac{Z_{19}}{Z_{18}} \right) \cdot \beta + 1 \cdot \alpha \end{cases} \quad (3)$$

ou, en écriture matricielle,

$$\begin{bmatrix} \omega_6 \\ \omega_{12} \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \alpha \end{bmatrix} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} \beta \\ \alpha \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \omega_6 \\ \omega_{12} \end{bmatrix}, \quad (4), (5)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ i_{18,19}^2 & 1 \end{bmatrix}, A^{-1} = \begin{bmatrix} i_{19,18}^2 & i_{19,18}^2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\left(\frac{Z_{18}}{Z_{19}} \right) & \left(\frac{Z_{18}}{Z_{19}} \right) \\ 1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4'), (5')$$

II.2. Procédant de manière analogue, l'analyse cinématique du mécanisme de découplage, représenté dans la fig.9, on la réduit, aussi, à l'analyse de deux mécanismes monomobiles simples (a2 et b2):

a2. Le mécanisme de la fig.10, obtenu du mécanisme initial (fig.9) par l'identification des éléments $27 \equiv 5$ ($\omega_{27} = 0$) et, implicitement, des éléments $5 \equiv 27 \equiv 28 \equiv 29 \equiv 30 \equiv 6$ et $5 \equiv 27 \equiv 26$ ayant un mouvement indépendant et deux mouvements dépendants :

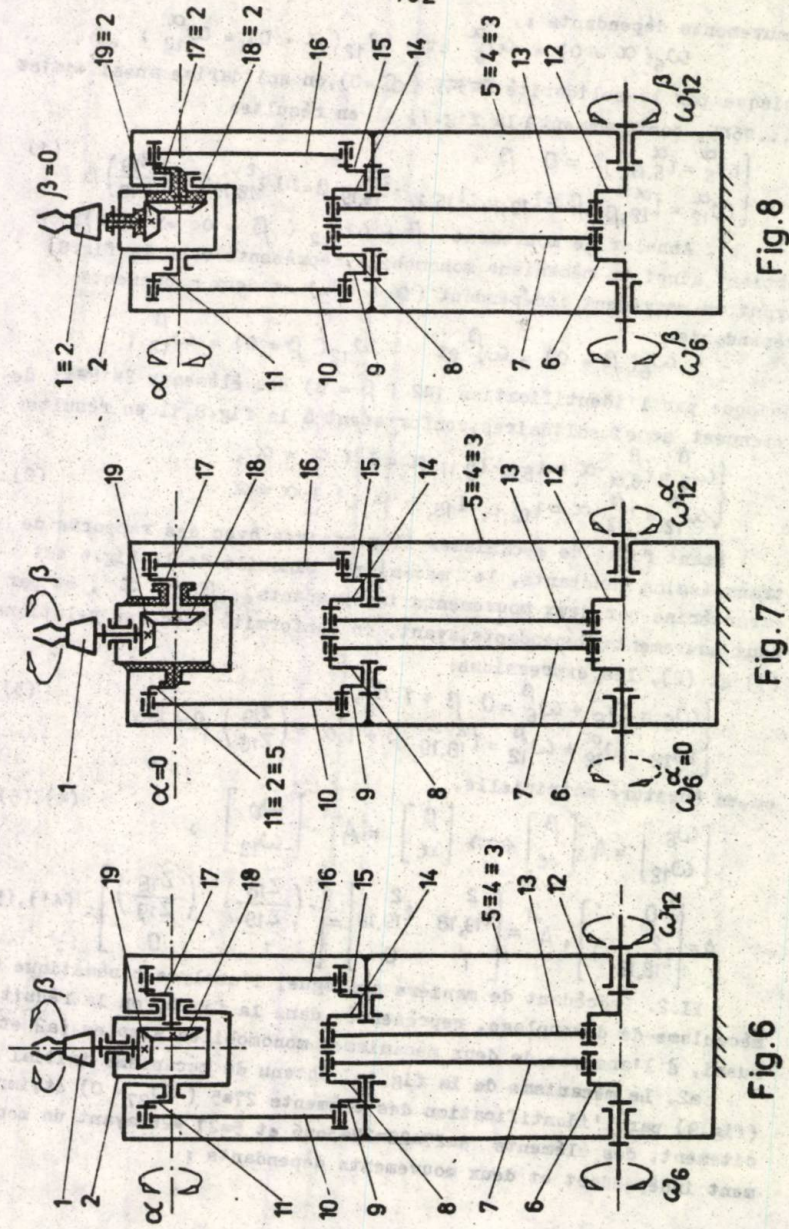


Fig. 6

Fig. 7

Fig. 8

$$\begin{cases} \omega_6(\omega_{27}=0) = \omega_6^{27} = i_{6,22}^{27} \cdot \omega_{22} = 0 \cdot \omega_{22}, \\ \omega_{12}(\omega_{27}=0) = \omega_{12}^{27} = i_{12,22}^{27} \cdot \omega_{22} = i_{25,22}^{26} \cdot \omega_{22} = \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}} \cdot \omega_{22}. \end{cases} \quad (6)$$

b2. Le mécanisme de la fig. 11, obtenu du mécanisme considéré (fig. 9) par l'identification des éléments $22=5$ ($\omega_{22} = 0$) ayant un mouvement indépendant (ω_{27}) et deux mouvements dépendants:

$$\begin{cases} \omega_6(\omega_{22}=0) = \omega_6^{22} = i_{6,27}^{22} \cdot \omega_{27} = i_{30,27} \cdot \omega_{27} = \frac{z_{29} \cdot z_{27}}{z_{30} \cdot z_{28}} \cdot \omega_{27}, \\ \omega_{12}(\omega_{22}=0) = \omega_{12}^{22} = i_{12,27}^{22} \cdot \omega_{27} = i_{25,26}^{22} \cdot \omega_{27} = \left(1 - \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}}\right) \cdot \omega_{27}. \end{cases} \quad (7)$$

Par conséquent, le mécanisme bimobile de la fig. 9 possède deux mouvements indépendants ω_{22} et ω_{27} et deux mouvements dépendants dont les expressions on obtient des relations (6) et (7):

$$\begin{cases} \omega_6 = \omega_6^{27} + \omega_6^{22} = 0 \cdot \omega_{22} + i_{30,27} \cdot \omega_{27}, \\ \omega_{12} = \omega_{12}^{27} + \omega_{12}^{22} = i_{25,22}^{26} \cdot \omega_{22} + i_{25,26}^{22} \cdot \omega_{27}, \\ i_{30,27} = \frac{z_{29} \cdot z_{27}}{z_{30} \cdot z_{28}}, i_{25,22}^{26} = \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}}, i_{25,26}^{22} = 1 - i_{25,22}^{26}. \end{cases} \quad (8)$$

En écriture matricielle, la relation (8) devient:

$$\begin{bmatrix} \omega_6 \\ \omega_{12} \end{bmatrix} = B \begin{bmatrix} \omega_{22} \\ \omega_{27} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & i_{30,27} \\ i_{25,22}^{26} & i_{25,26}^{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{z_{29} \cdot z_{27}}{z_{30} \cdot z_{28}} \\ \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}} & \left(1 - \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}}\right) \end{bmatrix}. \quad (9')$$

Remplaçant (9) en (5) on obtient les corrélations recherchées, c'est-à-dire les fonctions de transmission des vitesses du mécanisme de la fig. 5:

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \alpha \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot B \begin{bmatrix} \omega_{22} \\ \omega_{27} \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} \omega_{22} \\ \omega_{27} \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$C = \begin{bmatrix} i_{19,18}^2 \cdot i_{25,22}^{26} & i_{19,18}^2 (i_{25,26}^{22} - i_{30,27}) \\ 0 & i_{30,27} \end{bmatrix} \quad (10')$$

$$= \begin{bmatrix} \left(\frac{z_{18}}{z_{19}}\right) \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}} & \left(\frac{z_{18}}{z_{19}}\right) \cdot \left(1 - \frac{z_{24} \cdot z_{22}}{z_{25} \cdot z_{23}} - \frac{z_{29} \cdot z_{27}}{z_{30} \cdot z_{28}}\right) \\ 0 & \frac{z_{29} \cdot z_{27}}{z_{30} \cdot z_{28}} \end{bmatrix}.$$

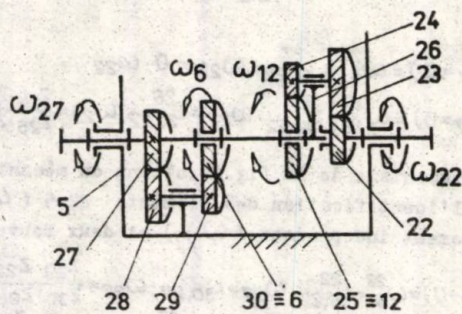


Fig.9

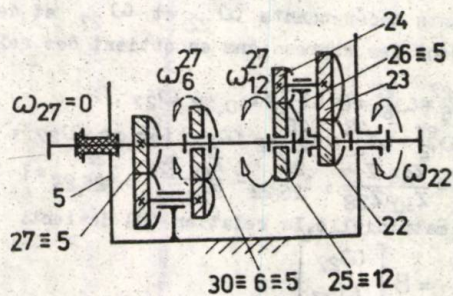


Fig.10

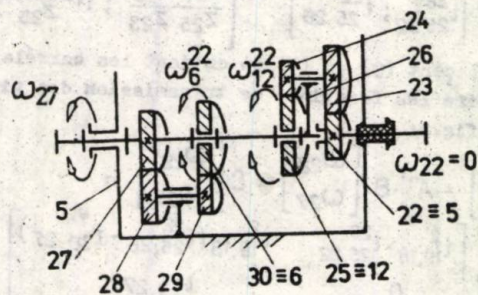


Fig.11

ou

$$\begin{cases} \beta = i_{19,18}^2 \cdot i_{25,22}^{26} \cdot \omega_{22} + i_{19,18}^2 (i_{25,26}^{22} - i_{30,27}) \omega_{27}, \\ \alpha = 0 \cdot \omega_{22} + i_{30,27} \cdot \omega_{27}. \end{cases} \quad (11)$$

Le mécanisme représenté dans les fig. 9, 5 et 1 réalise le découplage des mouvements β et α si le moteur 20 (ω_{27}) engendre seulement le mouvement α et si le moteur 21 (ω_{22}) réalise seulement le mouvement β ; conformément aux relations (10), (10') et (11), ce but est satisfait si les nombres des dents, des pignons du mécanisme de découplage, réalisent la condition (12), appelée condition de découplage:

$$\begin{cases} i_{25,26}^{22} - i_{30,27} = 0 \iff i_{25,26}^{22} = i_{30,27} \implies \\ 1 - \frac{Z_{24} \cdot Z_{22}}{Z_{25} \cdot Z_{23}} = \frac{Z_{29} \cdot Z_{27}}{Z_{30} \cdot Z_{28}}. \end{cases} \quad (12)$$

Evidemment, si la relation (12) est réalisée,

$$\begin{cases} \beta = i_{18,19}^2 \cdot i_{25,22}^{26} \cdot \omega_{22} = \left(\frac{Z_{18}}{Z_{19}} \right) \frac{Z_{24} \cdot Z_{22}}{Z_{25} \cdot Z_{23}} \cdot \omega_{22}, \\ \alpha = i_{30,27} \cdot \omega_{27} = \frac{Z_{29} \cdot Z_{27}}{Z_{30} \cdot Z_{28}} \cdot \omega_{27}, \end{cases} \quad (13)$$

c'est-à-dire les mouvements β et α sont découplés.

La condition de découplage (12) peut être obtenue aussi intuitivement de la fig. 5, en prémisses que le moteur 21 est bloqué (22 = 5); dans ce cas, on observe que le mouvement β reste nul seulement si les éléments 11=2 et 17=18 ont les mêmes mouvements; dans les conditions données, ce but est réalisé si:

$$\begin{cases} i_{27,25}^{22} \cdot i_{12,18} = i_{27,30} \cdot i_{6,11} \iff i_{27,25}^{22} \cdot 1 = i_{27,30} \cdot 1 \implies \\ i_{26,25}^{22} = i_{27,30} \implies i_{25,26}^{22} = i_{30,27} \implies \\ 1 - \frac{Z_{24} \cdot Z_{22}}{Z_{25} \cdot Z_{23}} = \frac{Z_{29} \cdot Z_{27}}{Z_{30} \cdot Z_{28}}. \end{cases} \quad (12')$$

Conclusion : En prémisses que la condition (12) est respectée, le mécanisme de découplage (fig. 1) assure le découplage des mouvements d'orientation exprimés par les vitesses angulaires $\beta = \omega_{1,2}$ et $\alpha = \omega_{2,5}$, sans tenir compte si les mouvements γ et δ (fig. 3) sont nuls ou non.

Bibliographie

1. Dudit, F., Diaconescu, D. Cours de mécanismes, La cinématique des mécanismes à pignons, L'Université de Braşov, 1984.
2. Dudit, F., Diaconescu, D., Gogu, G., Munteanu, O. Brevet d'invention nr. 90962, Mécanisme d'orientation.

DIACONESCU, D., MUNTEANU, O., WATZATKA, G.

ASUPRA DECUPLARII MISCARILOR UNUI MECANISM BIMOBIL DE

ORIENTARE

Rezumat

In lucrare se efectuează analiza cinematică a unui mecanism de orientare bimobil, cu roți dințate și bare articulate, dotat cu mecanism de decuplare a mișcărilor. Se obține astfel o condiție între numerele de dinți, denumită condiție de decuplare, care permite sinteza numerelor de dinți pentru mecanismul de decuplare

SUR LE DECOUPLAGE DES MOUVEMENTS D'UN MECANISME BIMOBILE

D'ORIENTATION

Résumé

Dans ce travail on réalise l'analyse cinématique d'un mécanisme d'orientation bimobile, à pignons et barres articulées, doté avec un mécanisme de découplage des mouvements. On obtient de cette manière une condition entre les nombres des dents, appelée condition de découplage, permettant la synthèse des nombres des dents pour le mécanisme de découplage.

SIMULATION DU ROULEMENT DU TRACTEUR SUR LA PISTE ISO,
DANS LE BUT D'ETABLIR LE DEGRE DE CONFORT DU SIEGE

Ing. Florin CONSTANTIN, chargé de travaux, Université
de Braşov;
Dr. ing. Stelian NASTASOIU, maître de conférences,
Université de Braşov;
Dr. ing. Mircea MUNTEANU, chargé de travaux, Université
de Braşov;
Ing. Horia LAZAR, chercheur à l'ICSITT de Braşov.

Dans les tracteurs, le confort dépend du bruit, du climat, de l'effort physique et psychique et, en premier lieu, du niveau des vibrations verticales auxquelles est soumis le conducteur durant son travail, celle-là dépassant souvent la limite admissible prévue par les prescriptions sanitaires de la sécurité du travail. Afin de maintenir la capacité de travail et de prévenir les maladies professionnelles, il faut prêter une attention toute particulière à la suspension du siège du tracteur.

Au cours des essais auxquels est sujette la suspension du tracteur, une place importante revient aux essais sur piste normalisée. C'est une piste artificielle faite de deux bandes parallèles de 100 m de longueur, et espacées suivant l'écartement du tracteur. Les hauteurs des dénivellations des bandes sont indiquées dans les normes internes et internationales [5], avec des points, à un pas de 0,16 m. Le tracteur roule à une vitesse constante de $12 \pm 0,5$ km/h.

Afin de faire des comparaisons entre les résultats expérimentaux sur la piste normalisée et les résultats théoriques, on a conçu un modèle dynamique spatial à huit degrés de liberté, pour simuler les vibrations du siège et de la cabine du tracteur U 1010 DT. Les équations différentielles du mouvement sont présentées matriciellement sous la forme (1).

Les dénivellations sur lesquelles passent les roues du côté droit sont différentes des dénivellations du côté gauche. Les roues arrière passent sur les mêmes dénivellations que les roues avant, mais avec un retard $\tau = L/v$, où L est l'empattement du tracteur,

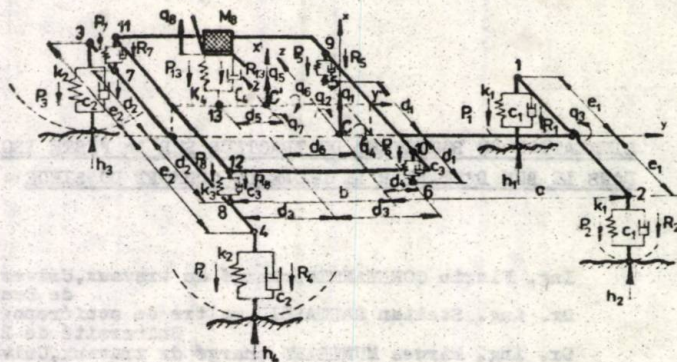


Fig. 1. Le modèle dynamique spatial à huit degrés de liberté du tracteur U 1010 MT.

Les équations différentielles du mouvement:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [c]\{\dot{q}\} + [k]\{q\} = \{f\} \quad (4)$$

unde,

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & & & & & & & \\ & J_2 & & & & & & \\ & & J_3 & & & & & \\ & & & J_4 & & & & \\ & & & & M_5 & & & \\ & & & & & J_6 & & \\ & & & & & & J_7 & \\ 0 & & & & & & & M_8 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2k_1c_1 + 2c_2d & -2kc_1 - bc_2 - dc_3 - bc_4 & 0 & 0 & -4c_3 & 0 & 0 & 0 \\ -2kc_1 - bc_2 - dc_3 - bc_4 & 2k_1c_1 + bc_2 + dc_3 + bc_4 & 0 & 0 & 2c_3(d_4 - b) & 0 & -2k_1d_4 + bdc_4 & 0 \\ 0 & 0 & 2k_2c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2k_2c_4 + c_5 + c_6 + c_7 & 0 & -2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & 0 \\ -4c_3 & 2c_3(d_4 - b) & 0 & 0 & 4c_3 + c_4 & 0 & dc_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & -2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & +2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & 0 \\ 0 & -2k_2d_4 + bdc_4 & 0 & 0 & dc_4 & 0 & 4k_2c_4 + c_5^2 & -dc_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & 0 & -dc_4 & c_4 \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} 2k_1 + k_2 + 2k_3 & -2k_1b - k_2c_4 + k_3 - bkc_4 & 0 & 0 & -4k_3 & 0 & 0 & 0 \\ -2k_1b - k_2c_4 + k_3 - bkc_4 & 2k_1b + k_2c_4 + bkc_4 & 0 & 0 & 2k_3(d_4 - b) & 0 & -2k_1d_4 + bdc_4 & 0 \\ 0 & 0 & 2k_2k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2k_2k_4 + c_5 + c_6 + c_7 & 0 & -2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & 0 \\ -4k_3 & 2k_3(d_4 - b) & 0 & 0 & 4k_3 + k_4 & 0 & dk_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & +2k_2d_4 + c_5^2 & 0 & 0 \\ 0 & -2k_2d_4 + bdc_4 & 0 & 0 & dk_4 & 0 & 4k_2k_4 + c_5^2 & -dk_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k & 0 & -dk_4 & k_4 \end{bmatrix}$$

$$\{f\} = \begin{bmatrix} k_1(h_1 + h_2) + k_2(h_3 + h_4) + c_1(h_1 + h_2) + c_2(h_3 + h_4) \\ -ak_1(h_1 + h_2) + bk_2(h_3 + h_4) - ac_1(h_1 + h_2) + bc_2(h_3 + h_4) \\ -e_1k_1(h_1 - h_2) - e_1c_1(h_1 - h_2) \\ e_2k_2(h_3 - h_4) + e_2c_2(h_3 - h_4) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

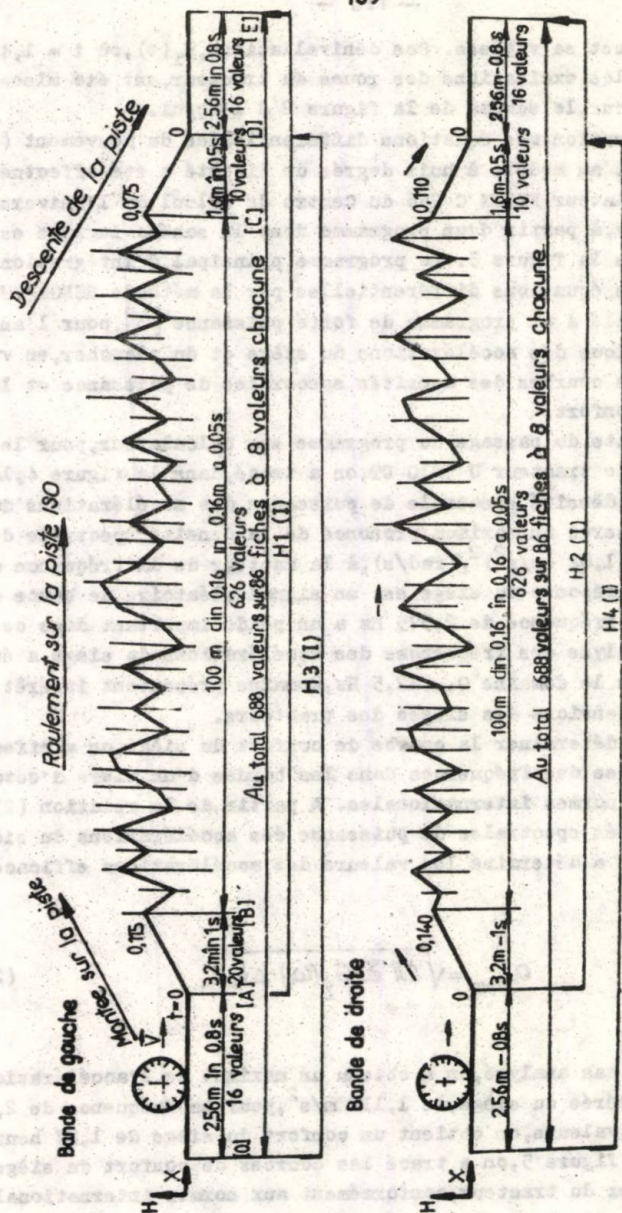


Fig.2. Schéma d'introduction sur calculateur des excitations sur les roues du tracteur

alors que v est sa vitesse. Ces dénivellations, $h_i(t)$, où $i = 1, 4$, constituant les excitations des roues du tracteur, ont été mises sur calculateur, le schéma de la figure 2 à l'appui.

L'intégration des équations différentielles du mouvement (1), correspondant au modèle à huit degrés de liberté a été effectuée sur le calculateur FELIX C 256 du Centre de Calcul de l'Université de Braşov, à partir d'un programme dont le schéma logique est présenté dans la figure 3. Le programme principal d'intégration numérique des équations différentielles par la méthode RUNGE-KUTTA, a été couplé à un programme de forte puissance [3], pour l'analyse statistique des accélérations du siège et du plancher, en vue de tracer les courbes des densités spectrales de puissance et les courbes de confort.

A la suite du passage du programme sur calculateur, pour le cas analysé, le tracteur U 1010 DT, on a tracé, dans la figure 4, la courbe de la densité spectrale de puissance des accélérations du siège. On observe un maximum prononcé de la densité spectrale de puissance, de $1,02 \text{ (m/s}^2\text{)}^2 / (\text{rad/s})$, à la hauteur de la fréquence de 2,375 Hz. La réponse du siège est un signal aléatoire de bande étroite, et la fréquence de 2,375 Hz a un poids important dans ce signal. L'analyse des fréquences des accélérations du siège a été effectué dans le domaine 0...12,5 Hz, domaine présentant intérêt pour les suspensions des sièges des tracteurs.

Afin de déterminer la courbe de confort du siège, on a effectué une analyse des fréquences dans les bandes d'un tiers d'octave, selon les normes internationales. A partir de la relation (2) et des densités spectrales de puissance des accélérations du siège $G_{\ddot{q}}(\omega_i)$, on a déterminé les valeurs des accélérations efficaces :

$$a_{RMS} = \sqrt{2\pi \sum G_{\ddot{q}}(\omega_i) \Delta f_i} \quad (2)$$

Dans le cas analysé, on a obtenu un maximum de l'accélération efficace pondérée du siège, de $1,112 \text{ m/s}^2$, pour la fréquence de 2,5 Hz. Pour ces valeurs, on obtient un confort du siège de 1,27 heures.

Dans la figure 5, on a tracé les courbes de confort du siège et du plancher du tracteur, conformément aux normes internationales.

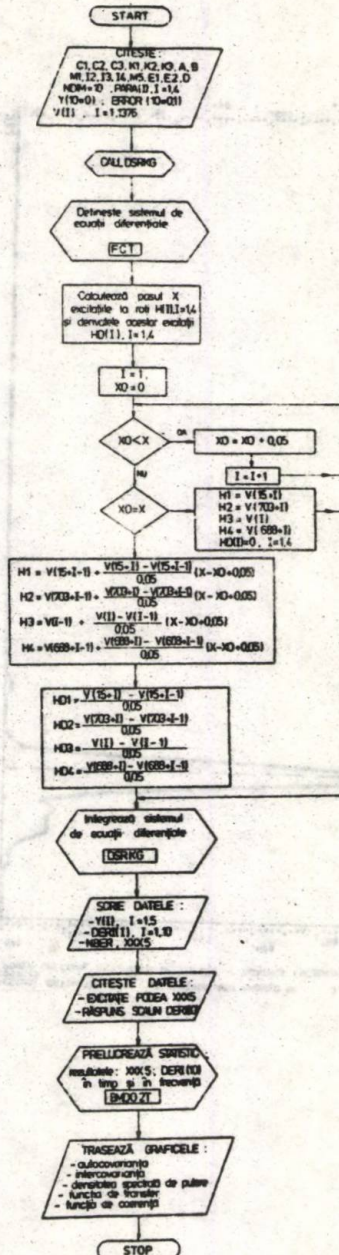


Fig. 3. Le schéma logique de simulation sur calculateur du roulement du tracteur sur la piste ISO.

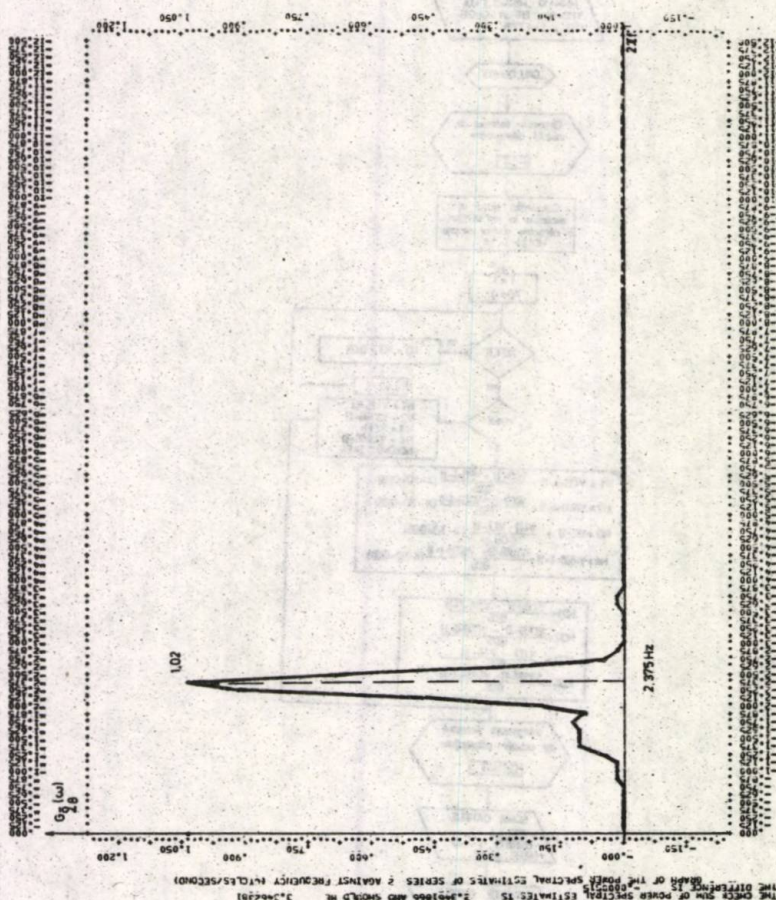


Fig. 4. La densité spectrale de puissance des accélérations du siège.

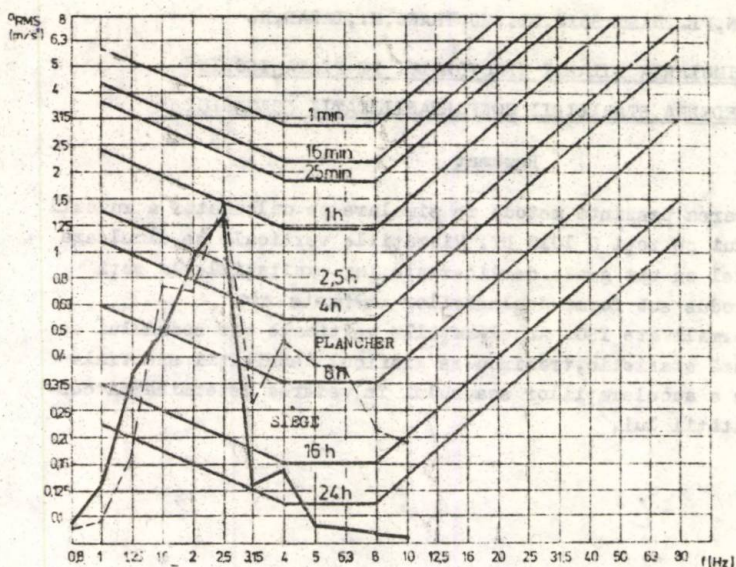


Fig. 5. La courbe du confort du siège du tracteur.

BIBLIOGRAPHIE

1. CONSTANTIN FL. Modèles dynamiques et mathématiques dans l'étude des oscillations du siège du tracteur à roues de grande puissance. Proceedings of the 4-th Conference on Vibration in Mechanical Engineering, Timișoara, 1982.
2. CONSTANTIN FL., NASTASOIU ST. L'étude théorique et expérimentale des qualités d'amortissement du siège de tracteur U 1010 DT, équipé d'une nouvelle suspension. A V-a Conferință națională de automobile, tractoare și mașini agricole, Vol. II, Brașov, 1985.
3. VIERCK, K. R. Vibration analysis. Harper & Row Publishers, New York, Hagerstown, San Francisco, London, 1979.
4. x x x Autocovariance and power spectral analysis. Health sciences computing facility, BMDO - 2T, California University, USA.
5. x x x Norme internationale ISO 2631 - Guide pour l'estimation des individus à des vibrations globales du corps.

CONSTANTIN, FL., NASTASOIU, ST., MUNTEANU, M., LAZAR, H.

SIMULAREA RULĂRII TRACTORULUI PE PISTA ISO, IN
VEDEREA STABILIRII CONFORTABILITĂȚII SCAUNULUI

Rezumat

Lucrarea prezintă metoda de simulare pe calculator a rulării tractorului pe roți U 1010 DT. Vibrațiile verticale se simulează pe un model cu opt grade de libertate, iar excitațiile la roți s-au introdus sub forma deplasărilor verticale ale pistei normalizate ISO. Accelerațiile verticale ale scaunului se prelucreză statistic, trasându-se graficul densității spectrale de putere a accelerațiilor scaunului în vederea determinării confortabilității lui.

SIMULATION DU ROULEMENT DU TRACTEUR SUR LA PISTE ISO,
DANS LE BUT D'ETABLIR LE DEGRE DE CONFORT DU SIEGE

Résumé

L'article présente la méthode de simulation, sur ordinateur, du roulement du tracteur à roues U 1010 DT. Les vibrations verticales sont simulées sur un modèle à huit degrés de liberté, et les excitations sur les roues ont été introduites sous la forme des déplacements verticaux de la piste normalisée ISO. Les accélérations verticales du siège sont traitées statistiquement, en traçant le graphique de la densité spectrale de puissance des accélérations du siège, en vue de déterminer son degré de confort.

ON THE OPTIMUM NUMBERING OF NODES IN THE CALCULUS BY

SUBSTRUCTURES BASED ON THE FINITE ELEMENT METHOD

Dr.Eng. Mircea Gh. Munteanu, lecturer, University of Braşov.

The calculus by substructures leads to a considerable increase of computer program performance based on the finite element method. Large-size structures (with many nodes) can be tackled which normally cannot be run completely with usual computer programs.

The structure to be studied is divided into smaller parts called substructures (fig. 1.). The nodes of a substructure are of two kinds:

- nodes belonging to a single substructure - ordinary nodes;
- nodes that come into contact with several substructures and thus belong to several substructures - common or super-nodes.

A substructure is reduced to its super-nodes by the usual condensation procedure, by which the ordinary nodes are eliminated and the condensed stiffness matrix of much lesser dimensions than the uncondensed matrix is obtained. The substructures are further treated as ordinary finite element (whence also their name of super-elements) according to the procedures known: the condensed rigidity

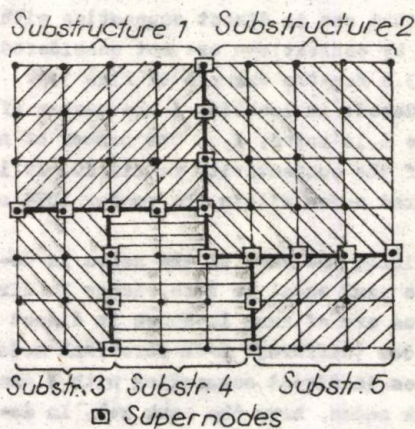


Fig. 1

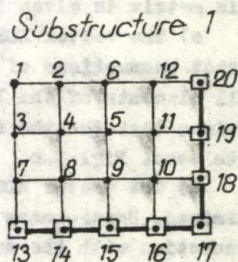


Fig. 2

matrices are assembled, the obtained equation system is solved and the stresses are determined.

With a view to condensing the substructure stiffness matrices it is advisable that the super-nodes be renumbered last, as otherwise serious complications may arise in the programming of stiffness matrix condensation. (fig. 2). Hence a problem arises: how to do the numbering of the nodes of a substructure, provided that the super-nodes be left last, so that the band width be minimum and/or the number of null elements within the band be as small as possible. The uncondensed stiffness matrix of a substructure is a band matrix of variable band. Application of the usual algorithms (such as the Cuthill-McKee algorithm [1]) is not advisable since the requirement of numbering the supernodes at the end leads to a complication of the program and thus to an increase in computer time. In what follows an original algorithm is presented for the optimum numbering of nodes belonging to a substructure.

The algorithm proposed in the paper passes through the following stages:

a) The nodes of a substructure are numbered by the user so as is most convenient for the writing of the data of the finite element program employed. This is the initial numbering, which thus may be done in any way.

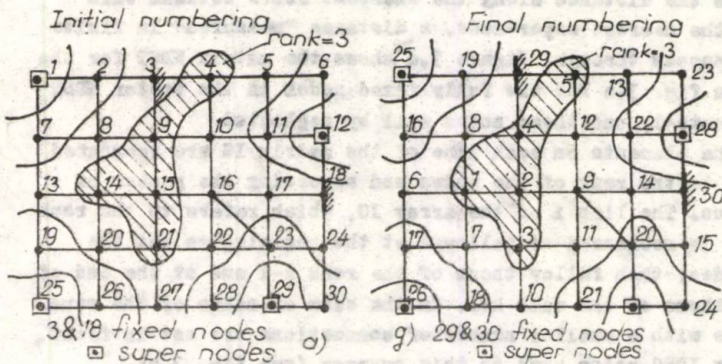
Fig. 3 shows an example of a substructure composed of beams.

b) The connectivity matrix IG is deduced: along the line i of this matrix lie the nodes that are in direct connection with the node i . Nodes fully fixed by connections are not considered. This matrix is given in fig. 3.b for the example of fig. 3.a.

c) The vector IDEG is deduced: in location i the number of direct connections of the node i is noted, i.e. the number of non-null elements of the line i of the connectivity matrix IG. It is obvious that for the fully fixed nodes within the vector IDEG one sets zero. Fig. 3.c.

d) The vector KDST containing the rank of the nodes is determined. Super-nodes are of a rank equal to zero. Nodes in direct connection with the super-nodes are of rank 1. Nodes in direct connection with first rank nodes (different from zero rank nodes) are of rank 2, and so on. Nodes in direct connection with k -rank nodes, different from $k-1$ rank nodes, have the rank $k+1$. In determining the matrix KDST, the matrices IG and IDEG are employed.

Generally, a k -rank node may be in direct connection with $k-1$, k , or $k+1$ rank nodes. It results that the rank of a node



node	IG	IDEG	KDST	IG(after ordering)	NEW
1	7 2 0 0 0	2	0	7 2 0 0 0	1 14
2	1 8 0 0 0	2	1	1 8 0 0 0	2 15
3	0 0 0 0 0	0	-1	0 0 0 0 0	3 21
4	5 10 0 0 0	2	3	5 10 0 0 0	4 9
5	4 6 11 0 0	3	2	6 11 4 0 0	5 4
6	5 12 0 0 0	2	1	12 5 0 0 0	6 13
7	1 8 13 0 0	3	1	1 13 8 0 0	7 20
8	2 7 9 14 0	4	2	2 7 9 14 0	8 8
9	8 10 15 0 0	3	3	15 8 10 0 0	9 16
10	4 9 11 16 0	4	2	16 11 4 9 0	10 27
11	5 10 12 17 0	4	1	12 5 10 17 0	11 22
12	6 11 0 0 0	2	0	6 11 0 0 0	12 10
13	7 14 19 0 0	3	2	7 19 14 0 0	13 5
14	8 13 15 20 0	4	3	15 13 20 8 0	14 17
15	9 14 16 21 0	4	3	14 21 9 16 0	15 24
16	10 15 17 22 23	5	2	17 10 22 23 15	16 7
17	11 16 23 0 0	3	2	16 11 23 0 0	17 19
18	0 0 0 0 0	0	-1	0 0 0 0 0	18 26
19	13 20 25 0 0	3	1	25 13 20 0 0	19 2
20	14 19 21 25 0	4	2	19 26 14 21 0	20 23
21	15 20 22 27 0	4	3	15 27 20 24 0	21 28
22	16 21 23 28 0	4	2	16 23 23 21 0	22 11
23	16 17 22 24 29	5	1	29 24 22 17 16	23 6
24	23 30 0 0 0	2	2	30 23 0 0 0	24 30
25	19 24 0 0 0	2	0	19 26 0 0 0	25 1
26	25 20 27 0 0	3	1	25 27 20 0 0	26 25
27	26 21 28 0 0	3	2	26 28 21 0 0	27 29
28	27 22 29 0 0	3	1	29 27 22 0 0	28 12
29	28 23 30 0 0	3	0	30 28 23 0 0	29 3
30	24 29 0 0 0	2	1	24 24 0 0 0	30 18

b)

c)

d)

e)

start node : 14
f)

Fig. 3

represents the distance along the shortest route between this node and the nearest super-node, a distance "measured" in finite elements passes through. Figure 3.d shows the matrix KDST for the example in fig. 3.a For the fully fixed nodes in the vector KDST we shall note -1, and these nodes will be neglected.

e) The elements on each line of the matrix IG are reordered according to the rank of the nodes and according to the number of connections. The line i of the array IG, which refers to the rank k node i , is reordered as follows: at the beginning we set the rank k nodes, then follow those of the rank $k-1$ and at the end of the line those of the rank $k+1$. In the case of nodes of the same rank those with a smaller number of connections are set in front, the vector IDEG being used to this purpose (see fig. 3.e).

f) Now the nodes are renumbered. The starting node, the node numbered with 1 in the new numbering, is one of the nodes farthest away from the super-nodes, thus one of the nodes of maximum rank.

Several renumberings are performed, as many as maximum rank nodes exist, and finally the best numbering is chosen according to the criterion applied: if the uncondensed stiffness matrix is considered as a constant - width band matrix, the criterion consists in the band width, which has to be as low possible; if the stiffness matrix of the substructure is considered as a variable-width band matrix (according to the so-called "sky-line"), the criterion is the number of zeros within the band, which should be minimum. Both criteria are used if the principal criterion employed yields several possible renumberings.

The new renumbering is contained in a vector NEW: the location j of this vector contains the node i of the former numbering, which in the new numbering gets the number j . Renumbering is performed as follows: in location 1 of the array NEW the starting node, say i , is set; from the line i of the array IG in the next locations the nodes of equal rank with node i are put (maximum rank $k_{\max}$), say i_1, i_2 etc.; then, from the array IG we insert in to the following locations of the vector NEW the rank $k_{\max}$ nodes of the line i_1 , then of i_2 (only those which have not yet been inserted), etc. This is continued until all rank $k_{\max}$ nodes have been exhausted. Then, into the next locations of the vector NEW the rank $k_{\max}-1$ nodes of the line i of the matrix IG (i being the starting node), of the line $i_1, i_2...$ are introduced and so forth, until no more nodes of the rank $k_{\max}-1$ have been left. Then we

proceed to rank $k_{\max}-2$ nodes, and so on until the rank zero nodes i.e. the super-nodes of the substructure are all used up too.

This procedure is also evident from fig. 3.f, which shows the vector NEW according to the best renumbering. In fig. 3.g this numbering is represented for the example in fig. 3.a. Consequently, the rank $k_{\max}$ nodes will be numbered first, then those of the rank $k_{\max}-1$, then $k_{\max}-2$, and so on. The renumbering finishes off with the super-nodes. The nodes fully fixed by connections are numbered in continuation of the super-nodes (See fig. 3.g).

Based on this algorithm, the author wrote a set of subroutines that were used in a computer program by substructures, named SUBSMD set up by the author under a contract [2]; the program is intended for the static and dynamic analysis of large structures.

The SUBSMD program was devised with a view to multi-level substructuring; i.e. a substructure may be composed both of finite elements and of other so-called higher level substructures. These substructures must be taken into account in the generation of the connectivity matrix IG.

It is not necessary that the new numbering of nodes be known by the user, the results being printed by means of the old numbering.

The computer time consumed in renumbering the nodes is reduced and it is largely set off by the time thus saved in the condensation and solving of the linear equation systems of the substructures, i.e. the most time-consuming stage of the program.

1. x x x CAP V 2 - A structural Analysis Program for Static and Dynamic response of linear Systems, user's Manual, SAP users Group, Los Angeles, California, 1977.
2. MUNTEANU, M., Gh., Programul SUBSMD, Manual de utilizare, lucrare elaborată pe bază de contract, 1986.

MUNTEANU, M. GH.

ASUPRA NUMEROTĂRII OPTIME A NODURILOR ÎN CAZUL CALCULULUI
PE SUBSTRUCTURI, CU APLICAREA METODEI ELEMENTELOR FINITE

Rezumat

Lucrarea prezintă un algoritm original pentru renumerotarea nodurilor unor substructuri. Trebuie respectată condiția ca nodurile substructurii cu care secesă vine în contact cu alte substructuri (așa numite super-noduri) să fie numerotate ultimele. Se prezintă algoritmul cu ajutorul unui exemplu. Algoritmul propus de autor a fost implementat într-un program de element finit - numit SUBSMD, scris de asemenea de autor, care folosește substructurarea la analiza statică și dinamică a unor structuri de mari dimensiuni.

ON THE OPTIMUM NUMBERING OF NODES IN THE CALCULUS BY
SUBSTRUCTURES BASED ON THE FINITE ELEMENT METHOD

Summary

The paper proposes an original algorithm for the renumbering of the nodes of a substructure. The requirement must be met that the nodes of the substructure by which it comes into contact with other substructures - so called super-nodes - be numbered last. The algorithm is presented by means of an example. The algorithm proposed by the author has been implemented in a finite element program named SUBSMD, also written by the author, in which for the static and dynamic analysis of large - size structures substructuring is resorted to.

- 52 -

ALGORITHM FOR OPTIMISING THE GEOMETRY OF HOBBS AND
ESTIMATE THE ERRORS OF THE GENERATED GEAR WHEEL

Dr. eng. Miloiu Gheorghe - I. Neptun Cimpina.

1. INTRODUCTION

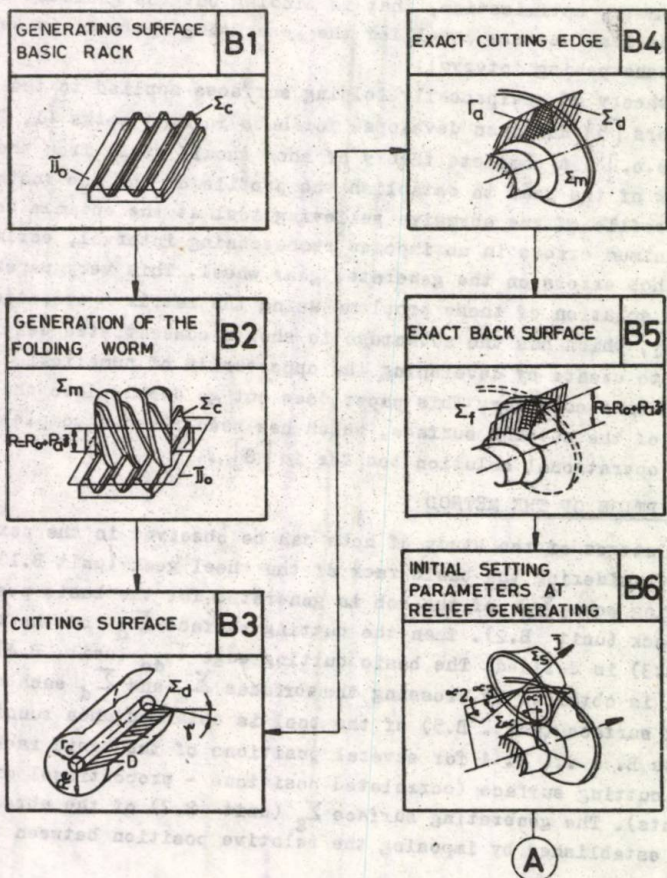
The basic problem in the theory of tools for gears generation is the geometry optimisation, that is finding out the geometry which ensures the least errors level for the generating surface, in the imposed resharpening interval.

The theory of reciprocally folding surfaces applied to the gear cutters [5] has been developed for hobs in some works [1, 2, 3, 4, 6 a.o.]. A complete theory of hobs should start from the basic rack of the gear to establish the profile of the hob tooth and the profile of the abrasive relieving tool at the optimum condition - minimum errors in an imposed resharpening interval, estimating the hob errors on the generated gear wheel. This very paper gives the solution of these problems using the matrix - operational theory, which has the advantage to show a concentrated description and to create by developing the opportunity of numerical treatment on a computer. This paper does not go deeply into the geometry of the cutting surface, which has been given a complete matrix - operational solution too for in [8].

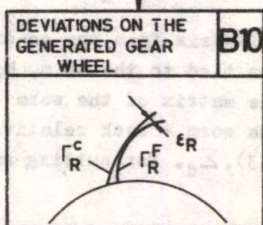
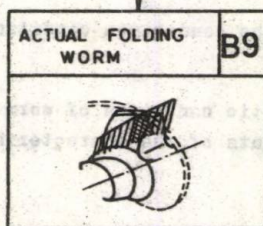
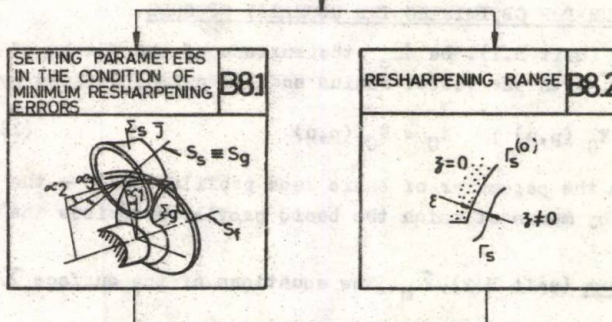
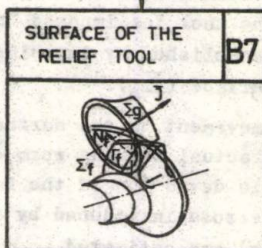
2. DESCRIPTION OF THE METHOD

The stages of the study of hobs can be observed in the next figure. Considering the basic rack of the wheel gear (unit B.1), the folding worm Σ_o of the hob is generated for the basic position of the rack (unit B.2). Then the cutting surface Σ_d of the tool (unit B.3) is defined. The basic cutting edge Γ_{do} (unit B.4) of the tool is obtained by crossing the surfaces Σ_m and Σ_d each other. The back surface (unit B.5) of the tool is obtained when running the units B. 1 ... B. 4 for several positions of the basic rack and the cutting surface (correlated positions - proportional displacements). The generating surface Σ_g (unit B.7) of the abrasive tool is established by imposing the relative position between the

DIAGRAM FOR STUDYING HOBS AND EVALUATING ERRORS AT THE GENERATED GEAR WHEEL



A



hob and the abrasive tool — the parameters of the generating process (unit B.6). The optimum relief setting (unit B.8.1) or resharpener range of the tool for imposed resharpener deviations (unit B.8.2) are established by imposing the condition that Σ_g should be rotation surface (Σ_s).

Imposing the relief movement to the surface Σ_s the actual geometry of the hob (the actual folding worm Σ_m , unit B.9) is obtained where the profile deviation of the hob can be estimated on. Finally the profile errors introduced by the hob to the generated gear wheel (unit B.10) are estimated.

3. ALGORITHM FOR OPTIMISING THE GEOMETRY OF HOBS

Basic rack (unit B.1). Be Σ_c the surface of the flanks of the basic rack, with the vector radius and the normal defined by:

$$X_c = X_c(p, u); \quad N_c = N_c(p, u) \quad (1); (2)$$

where u is the parameter of basic rack profile, and p — the linear parameter by means of which the basic profile describes the basic rack.

Folding worm (unit B.2), Σ_m . The equations of the surface Σ_m are:

$$X_m = M_{mC} X_c = X_m(p, u, v), \quad (3)$$

derived from (1) and the connection condition:

$$p = f_1(u, v), \quad (4)$$

obtained from the cinematic condition of worm — rack meshing (which is satisfied for the points of the characteristic curve),

$$N_c, V_{mC} = 0 \quad \text{or} \quad (5)$$

$$N_c, M_{Cm} \frac{\partial M_c}{\partial v} X_c = 0 \quad (6)$$

where M_{mC} — the transfer matrix from the co-ordinate system tied to the rack in the system tied to the worm, M_{Cm} — the inverse of the matrix M_{mC} , V_{mC} — the matrix of the worm — rack relative speed, v — the parameter of the worm — rack relative movement.

Cutting surface (unit B.3), Σ_d . For cutting surfaces having $\gamma \neq 0$, the equations are:

$$X_d = M_{mD}(w) X_D = M_{mD}(w) \begin{pmatrix} 0 \\ P \cos \gamma \\ r_c - P \sin \gamma \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (7)$$

where $M_{mD}(w)$ is the transfer matrix from the co-ordinate system tied to the frontal line D in the system tied to the worm, P — the parameter of the line D, w — the rotation parameter of the surface Σ_d , γ — the cutting angle,

$$\sin \gamma = r_c / R_e, \quad (8)$$

R_e — hob radius (outside), r_c — the radius of the tangency cylinder of the line D (the directrix cylinder of the surface Σ_d).

Exact cutting edge (unit B.4), Γ_a . This edge is defined in the co-ordinate system $S_a \approx S_m$. The equations of the cutting edge Γ_a are:

$$X_a^{(0)} = X_a(u), \quad (9)$$

obtained by solving (1) and the conditions of connection between parameters

$$X_m(u, v) - M_{mD}(w) X_D = F(u, v, w, P) = 0. \quad (10)$$

The index (0) from (9) underlines that the radius of the folding worm is considered a constant value.

Exact back surface (unit B.5) Σ_f . The equations of the surface Σ_f are:

$$X_f = M_{fa} X_{a0} = X_f(u, \zeta), \quad (11)$$

where M_{fa} is the transfer matrix from the system S_a in the system S_f — tied to the hob, X_a — the co-ordinates of a point from the cutting edge Γ_a [from (9)], for which the radius of the folding worm satisfies the conditions:

$$R = R_0 + P_a \zeta; P_a = \text{const}, \quad (12)$$

where ζ is the position angle of the cutting surface for the cutting edge Γ_a given the position of the edge Γ_{a0} (for the radius R_0 — conventional). The surface Σ_f so defined is an arhimedic one. The definition range of the surface Σ_f is:

$$z_{\min} \leq z \leq z_{\max} \quad (13)$$

Initial setting parameters of the relief generating (unit B.6).

The relative position of the systems S_f and S_g (the system of the abrasive tool) is adopted; the transfer matrixes M_{fg} and M_{gf} , characterized by the setting parameters $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$.

Surface of the relief abrasive tool (unit B.7). The equations of the abrasive tool are:

$$X_g = M_{gf} X_f = X_g(u, z, \mu), \quad (14)$$

where the connection between the parameters is given by the cinematic condition of meshing between the surfaces Σ_g and Σ_f :

$$N_f, M_{fg} \frac{\partial M_{gf}}{\partial u} X_f = f_1(u, z, \mu) = 0, \quad (15)$$

where μ is the parameter of the surface Σ_g , and N_f — normal to the surface Σ_f (11):

$$N_f = N_f(u, z). \quad (16)$$

Setting parameters in the condition of minimum resharpening deviations (Unit B.8.1).

As the abrasive tool can not be the surface Σ_g given by (14), but a rotation surface (Σ_s) only, the relieved surface Σ_f will deviate from that one given by (11), the deviations differing each other from a resharpening to another. The problem is to find out the setting $S_s = S_g$ able to ensure the least resharpening deviations, that is to find that rotation surface Σ_s which best approximates the surface Σ_g . For this the deviation between the surfaces Σ_s and Σ_g is estimated in a plane perpendicular to the axis of the abrasive tool:

$$\epsilon_x = \rho_{\max} - \rho_{\min}, \quad (17)$$

where $\rho_{\max}$ and $\rho_{\min}$ are the radii of the circles that cover the profile curve of the tool Σ_g . The following relations can be written in the section plane:

$$f_2(u, z, \mu, \alpha_x) = x_g - \alpha_x = 0, \quad (18)$$

$$\rho = \sqrt{y_g^2 + z_g^2} \quad (19)$$

Writing (19) in the form

$$\rho = \rho(y_g) \quad (20)$$

for $\frac{\partial \rho}{\partial y_g} = 0$ results:

$$f_3(u, \bar{y}, \mu, \alpha_x) = 0 \quad (21)$$

Generally the equation (21) has more solutions, which substituted in (19) make possible the extreme values of the radius ρ to be obtained. If (21) has a solution only, the second extreme value for ρ results from the condition of intersection of the circle (19) with the curve Γ_{gx} (18) at one of the ends of the interval, and if (21) has no solution the values are established so:

$$\rho_{\min} = \min[\rho_a, \rho_b], \quad \rho_{\max} = \max[\rho_a, \rho_b].$$

The deviation of the surface Σ_g from the surface Σ_g is the maximum value of ε_x (17) when the plane $x_g = \alpha_x$ crosses the whole definition range of the surface Σ_g :

$$\varepsilon = \max[\varepsilon_x] = F(u, \bar{y}, \mu, \alpha_x) \quad (22)$$

for which the relation:

$$\frac{\partial \varepsilon_x}{\partial \alpha_x} = f_4(u, \bar{y}, \mu, \alpha_x) = 0 \quad (23)$$

is satisfied.

The co-ordinates of the point from the surface Σ_g for which the radial deviation of the surface Σ_g is maximum are obtained by solving the equations system (15), (16), (18), (21) and (23).

Considering the variable setting parameters $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$, the function:

$$F(u, \bar{y}, \mu, \alpha_x, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3) = \varepsilon + \lambda_1 f_1 + \lambda_2 f_2 + \lambda_3 f_3 \quad (24)$$

is formed, which we calculate for:

$$\frac{\partial F}{\partial \alpha_1} = \frac{\partial F}{\partial \alpha_2} = \frac{\partial F}{\partial \alpha_3} = 0 \quad (25)$$

The setting which the deviation ε is minimum for — the optimum setting — is obtained by solving the system formed by the equations (16), (18), (21), (23) and (25). For the optimised setting parameters the equations of the surface Σ_g (15) and the radial profile of the relief tool are established:

$$X_s = \begin{vmatrix} x_s \\ 0 \\ \sqrt{y_s^2 + z_s^2} \\ 1 \end{vmatrix} \quad (26)$$

When crossing the definition range of the surface Σ_g , the family of profiles (26) will comprise a zone having the width equal to the minimum error ε . The profile of the relief abrasive tool (Γ_s) is chosen geometrically within this zone.

Resharpener range of the hob, on the condition of maintaining the profile within an admissible deviation (unit. B.8.2). In this case, the setting for relieving the hob is imposed ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$). So the matrix M_{sf} and the direction of the axis of the abrasive tool (the versor j_s) are known. The equations of the surface Σ_s of the abrasive relief tool derive from (15),

$$X_s = M_{sf} X_f = X_s(u, \bar{z}), \quad (27)$$

by eliminating a parameter from the condition:

$$n_{ys} z_s - y_s n_{zs} = \phi_1(u, \bar{z}, \mu) = 0, \quad (28)$$

available for the rotation surface Σ_s , expressing that the following vectors: the one of position of the point from the characteristic curve, the normal in the same point and the versor of the axis, belong to the same plane.

The equations for the profile of the abrasive tool Γ_s have the form (26) which define a family of curves for the variation range of the parameter $\bar{z}$. The basic profile $\Gamma_s^{(0)}$ results for $\bar{z} = 0$. The minimum distance from a point on Γ_s to the curve $\Gamma_s^{(0)}$ is now expressed:

$$\varepsilon = \sqrt{(x_s - x_s^{(0)})^2 + (z_s - z_s^{(0)})^2} = \phi_\varepsilon(u, u_0, \bar{z}, \mu), \quad (29)$$

for

$$(x_s - x_s^{(0)}) \frac{\partial x_s^{(0)}}{\partial u_0} + (z_s - z_s^{(0)}) \frac{\partial z_s^{(0)}}{\partial u_0} = \phi_2(u, u_0, \bar{z}, \mu). \quad (30)$$

Considering that the curve Γ_s is crossed, a function is formed:

$$\phi_\varepsilon(u, u_0, \bar{z}, \mu) = \phi_0 + \beta_1 \phi_1 + \beta_2 \phi_2, \quad (31)$$

which we calculate for

$$\frac{\partial \phi_\varepsilon}{\partial u} = \frac{\partial \phi_\varepsilon}{\partial u_0} = \frac{\partial \phi_\varepsilon}{\partial \mu} = 0. \quad (32)$$

The range of the parameter $\bar{z}$, which $\varepsilon \leq \varepsilon_a$ (admissible) for this is the resharpening interval of the hob, is obtained by solving the equations system composed of (28), (29) — for $\varepsilon = \varepsilon_0$, (30), (32).

Actual folding worm (unit B.9). The equations of the folding worm on which the actual cutting edge lies, after resharpening, $\Sigma_M^{\bar{z}}$ (for $\bar{z} = \text{constant}$):

$$X_{M(F)}^{\bar{z}} = M_{FS} X_S^{\bar{z}} = X_F^{\bar{z}}(u, \bar{z}, \mu, \bar{z}), \quad (33)$$

from which a parameter is eliminated, imposing the cinematic meshing condition:

$$M_{SF}^* \frac{\partial M_{FS}}{\partial \bar{z}} X_S^{\bar{z}} = F_1(u, \bar{z}, \mu, \bar{z}) = 0, \quad (34)$$

where $X_S^{\bar{z}}$ are the co-ordinates of the actual surface of the abrasive tool [described by the admitted curve Γ_s from (26), respectively given by (27)]:

$$X_S = \begin{pmatrix} x_s \\ -\sqrt{y_s^2 + z_s^2} \cos \bar{z} \\ -\sqrt{y_s^2 + z_s^2} \sin \bar{z} \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (35)$$

$\bar{z}$ — the angular parameter of the surface of the abrasive tool.

4. ESTIMATING THE PROFILE ERRORS INTRODUCED BY THE HOB TO THE GENERATED GEAR WHEEL

The actual hob [relieved by the rotation surface of the abrasive tool (35)], folds biparametrically (φ, ψ) the surface $\Sigma_R^{\bar{z}}$ of the teeth of a gear wheel (unit B.10):

$$X_R^{\bar{z}} = M_{RF} X_F^{\bar{z}}, \quad (36)$$

two connections imposed by the cinematic condition of the biparametric folding appearing:

$$N_F^* M_{FR} \frac{\partial M_{RF}}{\partial \varphi} X_F^E = F_2 (u, z, \mu, \bar{z}, \varphi, \psi) = 0 ; \quad (37)$$

$$N_F^* M_{FR} \frac{\partial M_{RF}}{\partial \psi} X_F^E = F_3 (u, z, \mu, \bar{z}, \varphi, \psi) = 0 . \quad (38)$$

A new connection between the parameters is obtained for $y_R = 0$

$$F_4 (u, z, \mu, \bar{z}, \varphi, \psi) = 0 . \quad (39)$$

Taking into account that $\bar{z} = \text{constant}$ (the tool at a certain resharpener) and the connections between parameter — (34), (37), (38) and (39) —, the frontal profile Γ_R^F of the gear wheel generated the resharpener hob is obtained from (36) :

$$X_R^{\Gamma F} = X_R^{\Gamma F} (u) . \quad (40)$$

When generating a gear wheel by monometrical folding with the rack (1), the surface of the teeth of the gear wheel is correct theoretically and it has the form:

$$X_R^{\Sigma C} = M_{RC} X_C^{\Sigma} , \quad (41)$$

a dependence imposed by the cinematic condition of meshing existing between parameters:

$$N_C^* M_{CR} \frac{\partial M_{RC}}{\partial \varphi} X_C = Q_1 (u, v, \varphi) = 0 \quad (42)$$

and the dependence resulting from the condition $y_R = 0$, too:

$$y_R^C = Q_2 (u, v, \varphi) = 0 . \quad (43)$$

The frontal profile of the gear wheel generated by the rack, Γ_R^C , is obtained from (41) — considering (42) and (43):

$$X_R^{\Gamma C} = X_R^{\Gamma C} (u) . \quad (44)$$

The difference between the profiles generated by the hob — Γ_R^F (40) — and by rack, Γ_R^C (44), defines the profile deviation when generating with the resharpener hob. To find this deviation the minimum distance from a point on the profile Γ_R^F to the profile Γ_R^C (on the normal to Γ_R^C , this is on the correct direction of the meshing teeth normal) is expressed:

$$\varepsilon_R = \sqrt{(x_R^C - x_{R0}^F)^2 + (z_R^C - z_{R0}^F)^2} = P_\varepsilon (u_1, u_2, u_1^0) \quad (45)$$

for

$$(x_R^C - x_{Ro}^F) \frac{\partial x_{Ro}^F}{\partial u_1^0} + (z_R^C - z_{Ro}^F) \frac{\partial z_{Ro}^F}{\partial u_1^0} = P_1(u_1, u_2, u_1^0) = 0. \quad (46)$$

The deviation $\varepsilon_R(45)$ represents the transposition of the deviation of the surface of the abrasive tool $\Sigma_s(35)$ from the surface $\Sigma_g(15)$ on the machined gear wheel.

5. Note

The analytical treating of the problem here exposed comes up against big difficulties even from the unit B.4: eliminating the parameters γ , w , P from (10), where transcendental functions appear. Going on with the calculations, even bigger difficulties appear because of other transcendental functions and the multiple solutions (choosing the correct solutions asks for a minute study). This is why the analytical solution should be combined with the solution of the transcendental equations by the methodes of the numerical analysis.

Bibliography

1. GYENGÉ, G. Contributions to the development of precision at hobs for duplex norm gear. Teză de doctorat, I. P. Cluj-Napoca, 1979.
2. INOSENZEV, G.G., IVANOV, N.I. Reliefless hobs (in Russian). Izd. Mashinostroenie, Moscow, 1973, 152 p.
3. LASNEV, S.I. Toothed pieces generating by means of tools rack-type and hobs (in Russian). Izd. Mashinostroenie, Moscow, 1975, 392 p.
4. LASNEV, S.I., IULIKOV, M.I. Calculation and construction of tools means of C.E. (in Russian). Izd. Mashinostroenie, Moscow, 1975, 392 p.
5. LIUSKIN, V.S. The theory of helical surfaces at tools design (in Russian). Izd. Mashinostroenie, Moscow, 1967, 372 p.
6. MILOIU, G. Contributions to the theoretical and experimental study of circular arc basic profile gears (in Romanian). Teză de doctorat, Universitatea din Braşov, 1975.
7. MILOIU, G., VISA, F. Introduction in the complex study of the geometry of hobs at sharpening (in Romanian). Universitatea din Braşov, 1980, p. 202-209.
8. POHL, F. Berechnung der Werkzeugprofile zur Herstellung zur Schranbenflächen mit gegeben Achsschnittprofil. In: Ind. Auz., 1968, Nr.96; 1969, nr.99; 1970, nr.107.

MILOIU, G.

ALGORITHM DE OPTIMIZARE A GEOMETRIEI FREZEI
MEC SI EVALUAREA ERORIILOR PE ROATA GENERATA

R e z u m a t

Lucrarea oferă rezolvarea integrală a problemei optimizării geometriei frezelor mec de denturat, în cazul general: determinarea profilului corect al frezei, determinarea profilului și reglajului optim al sculei abrazive, determinarea intervalului de reascuțire în condiția menținerii într-o abatere admisibilă a profilului, transpunerea pe roata generată a abaterilor teoretice ale frezei. Expunerea utilizează teoria matriceal operațională, care are avantajul că oferă o descriere concentrată, iar prin dezvoltare creează posibilitatea tratării numerice pe calculator. Rezolvarea analitică trebuie combinată cu rezolvarea ecuațiilor transcendente prin metodele analizei numerice.

ALGORITHM FOR OPTIMISING THE GEOMETRY OF HOBS AND
ESTIMATE THE ERRORS OF THE GENERATED GEAR WHEEL

S u m m a r y

This paper gives the integer solution for the problem of optimising the geometry of hobs, in the general case: determining the correct profile of the hob, determining the profile and the optimum setting of the abrasive tool, determining the resharpening interval on the condition of maintaining the profile within the limits of an admissible deviation, by transposing the theoretical deviations of the hob on the generated gear wheel. The matrix-operational theory is here used, which has the advantage of offering a concentrated description, and enables the possibility of numerical treating on a computer, by development. The analitic solution should be combined with the solution of the transcendent equations by the methods of numerical analysis.

- 481 -

NUMERICAL RESEARCHES ON ABRASIVE DISK RELIEVING DEVICES
AT HOB SHARPENING MACHINES MODEL 3 A 622

Dr.ing. Gheorghe Miloiu, ing. Florin Viga
NEPTUN Gear units Works, Cimpina, Romania.

1. The stage of the problem

For the hob sharpening machines made in USSR, types 3A622 and 3663P, two systems of abrasive disk relieving developed: one system of relieving by an elastic blade [2] and another one, recently developed (1980), concerning a complex device that assures relieving by a trigonometrical function [1].

Talking about the first relieving system, in [5] a simplified calculus method for the relieving precision is shown (the medium deformed fiber of the device is approximated by a circular arc). By numerical calculus, in [3] is shown that the algorithm from [5] is very incorrectly - its precision is purely equal to the own relieving deviation of the system. In papers [3] and [4] the precision offered by the relieving system with elastic blade for sharpening the standard hobs is analysed in detail: for cylindrical gears in [3] and for worm gears in [4].

Talking about the second relieving system, in the paper [1] the device is analysed in detail and the high relieving precision offered for some hobs is pointed out as example.

Considering all these, this very paper wants to make a characterization of the two relieving systems realized on the 3A622 machine, under the aspect of their precision (theoretical precision), both for hobs for cylindrical gears, and for hobs for worm gears (for hobs having standard parameters).

For the first time, a detailed answer is given to the problem of the theoretical precision offered by the recently developed relieving system - with relieving by a trigonometrical function.

2. The basic of the calculus method [2]

Starting from the generating diagram in fig.1, the hob cutting surface S and theoretical surface of the sharpening disk S_g are defined, in the systems of co-ordinate axes tied to the hob E_f , respective to the disk E_g .

The hob cutting surface-ruled helicoid - is defined by the next vector radius X_f and normal N_f :

$$X_f = X_f(u, v), \quad (1)$$

$$N_f = \frac{\partial X_f}{\partial u} \cdot \frac{\partial X_f}{\partial v} = N_f(u, v), \quad (2)$$

where u and v are the parameters of the surface S_f .

The surface of the disk S_s is defined by the equations:

$$X_s = T_{sf} \cdot X_f = X_s(u, v, C_1), \quad (3)$$

$$N_s = T_{sf} \cdot N_f = N_s(u, v, C_1), \quad (4)$$

where $T_{sf} = T_{sf}(C_1)$ is the transfer matrix of the co-ordinates of a point from system E_f to the system E_s , an C_1 — the parameters of the generating made from fig.1 (the helix angles of the disk axis, the position of the point of disk cone, the relative motion disk-hob).

The contact condition between the surfaces S_s and S_f is that the normal N_s pass through the disk axis:

$$x_s n_{sy} - y_s n_{sx} = Q(u, v) = 0. \quad (5)$$

For the condition (5), the relation (3) defines the vector radius of the characteristic curve from the surface S_s . Rotating the characteristic curve round the disk axis, by means of the parameter w , the surface of the disk S_s is obtained:

$$X_s = X_s(u, w), \quad (6)$$

and from here the axial profile of this one:

$$X_A = \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \sqrt{x_s^2 + y_s^2} \\ z_s \\ 1 \end{bmatrix} = X_A(u). \quad (7)$$

The disk profile (7) depends on many parameters: those of the hob to be sharpened, those of the abrasive disk, those of the generating mode (the relative position disk - hob).

Admitting the relieving in an axial plane, the problem to achieve by means of the system (device) of sharpening the disk such a profile X_A^* as closed as possible to the exact profile $X_A(7)$ appears. Be the profiles X_A and X_A^* defined each by a series of points:

$$M_1 \begin{cases} y_1 = y_{s1} \\ z_1 = z_{s1}, i=1, n \end{cases} ; M_1^* \begin{cases} y_1^* = y_1^*(u^*, C_j) \\ z_1^* = z_1^*(u^*, C_j), i=1, n \end{cases} \quad (8); (9)$$

where C_j - optimising parameters.

The relieving deviation is evaluated in the points 1,n by:

$$j_1^* = - (y_1^* - y_1^*) \cos \rho^* + (z_1^* - z_1^*) \sin \rho^*, \quad (10)$$

where ρ^* is the angle of the normal N^* with the axis Oy.

For $C^k = C_1, \dots, C_m$ the approximation will be characterized by the cumulated deviation:

$$j_1^* = \text{MAX}(j_1^*) - \text{MIN}(j_1^*) = \Delta^*(C^k). \quad (11)$$

The profile (9) will be optimised for the parameter C^k when $\Delta^*(C^k)$ has the minimum value.

$$y_1^* = y_1^*(u^*, C^k); \quad z_1^* = z_1^*(u^*, C^k). \quad (12)$$

The equations (9) for the relieving systems of the machine 3A622 will be established in the chapters 3 and 4 of the paper.

3. The relieving system with elastic blade device [3,4]

The scheme of the device is shown in fig.2. The relieving device is composed of the frame 1, the elastic blade 2 fixed in the frame 1, the micrometric screws 3' and 3'', the feeler P fixed on the lever 4 which is jointed on the slider 5, hydraulically moved. For an axial movement of the slider 5, the feeler P will cross the blade 2, and the diamond D, fixed on the lever 4 too, will relieve the abrasive disk S.

To be observed that the two branches of the blade (corresponding to the exterior-interior branches of the disk profile) are crossed by the feeler in two distinct points, assuring too different profile demultiplications: $k_1 = 2,25$; $k_2 = 1,75$. The relieving stroke T is choosen $(2,5 - 3)m$, where m is the hob module. The position of the frame is set on the grinding head of the machine 6, considering the disk dimensions.

The relieving curve assured by the device is given by the differential equation of the medium deformed fiber of a bar fixed at one end and loaded at the other end:

$$\left[\frac{z_m'}{1 + (z_m')^2} \right]^{3/2} = C_1 (L - y_m), \quad (13)$$

where L is the length of the deformed blade ($L = 45$).

Taking into account that the term $(z_m')^2$ can be ignored in the range of little deformations, (13) becomes after integration:

$$z_m = C_2 y_m^2 (3L - y_m), \quad (14)$$

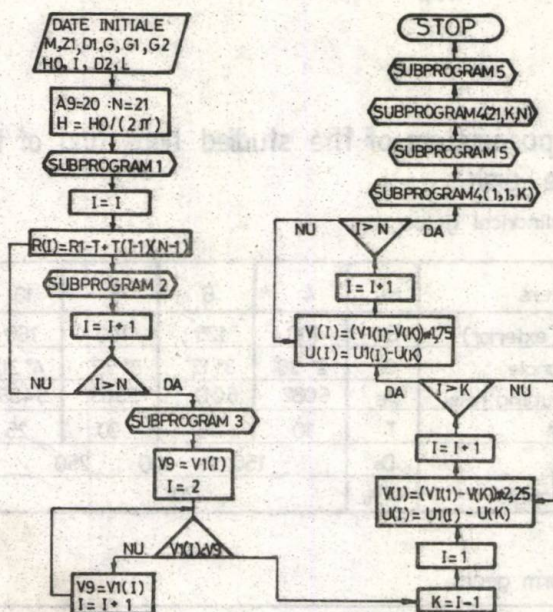


Fig.3 Logical diagram of the calculus program for the relieving system in fig.2

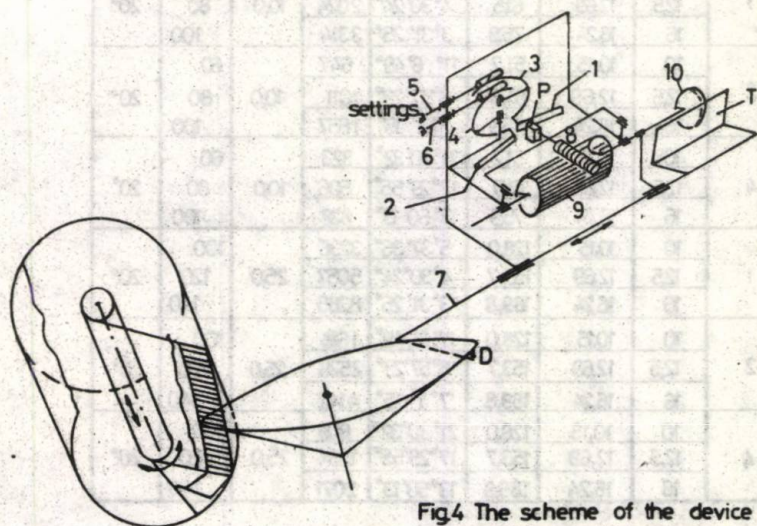


Fig.4 The scheme of the device for trigonometric relieving

Table 1. The parameters of the studied hobs and of the abrasive disk

a. Hobs for cylindrical gears

Parameters	m_n	4	6	8	10
Hob diameter (exterior)	D_F	100	125	140	160
Cutting helix angle	θ	2° 36'	3° 12'	3° 55'	4° 21'
Pitch of the cutting helix	p_E	6082	6019	5363	5458
Calculus height	T	10	15	20	25
Disk diameter	D_s	150 ; 200 ; 250			
Profil / position angle	$\alpha = \eta$	20°			

b. Hobs for worm gears

HOB							DISK		
m	z _o	q		D _F	θ	H _o	T	D _s	α=η
		worm	hob						
4	1	10	10,15	51,2	5°37'36"	1294	10,0	60	20°
		125	12,69	61,5	4°30'24"	2024		80	
		16	16,24	75,9	3°31'25"	3314		100	
	2	10	10,15	51,2	11° 8' 49"	647	10,0	60	20°
		125	12,69	61,5	8°57'29"	1011		80	
		16	16,24	75,9	7° 1' 15"	1657		100	
	4	10	10,15	51,2	21° 20' 32"	323	10,0	60	20°
		125	12,69	61,5	17°29'55"	506		80	
		16	16,24	75,9	13° 50' 13"	828		100	
10	1	10	10,15	128,0	5° 37' 36"	3236	25,0	100	20°
		125	12,69	153,7	4°30'24"	5057		120	
		16	16,24	189,8	3°31'25"	8285		140	
	2	10	10,15	128,0	11° 8' 49"	1618	25,0	100	20°
		125	12,69	153,7	8°57'29"	2528		120	
		16	16,24	189,8	7° 1' 15"	4142		140	
	4	10	10,15	128,0	21°30'32"	809	25,0	100	20°
		125	12,69	153,7	17°29'55"	1264		120	
		16	16,24	189,8	13°50'13"	2071		140	

which can be written too:

$$z_m = A_1 y_m^3 - A_2 y_m^2. \quad (15)$$

It results from here that the relieving system from fig.2 assures the sharpening of the disk by a curve of the 3rd degree having the form (15).

The algorithm from chapters 2-3 is presented in the logical diagram from fig. 3 [3]. The initial data are: the hob parameters - $m(m_n)$, z_0 , D_f , ϕ , p_g , T , the diameter of the abrasive disk D_g , the constants of the device L , k_1 , k_2 .

The program in fig.3 calls five subprograms: in subprogram 1 certain constants of the generating process are established; in subprogram 2 - the co-ordinates of the contact point hob - abrasive disk, the disk profile; in subprogram 3 the widening of the disk Δ_g is evaluated; in subprogram 4 the relieving deviation is evaluated; in subprogram 5 the optimisation is done by means of the parameters v_I and v_{II} - the deformations of the elastic blade.

The efficacy of the relieving system from fig.2 can be seen in tables 2 and 3 for the hobs having the parameters from table 1.

For single thread hobs for cylindrical gears having the parameters from STAS 3092/3-75, the relieving deviation is under 1% for hobs $m = 4$ and 6, respectively about 10% for hobs $m = 2$ and 10, considering the exigences of the precision class AA from STAS 3092/2-81. Considering admissible theoretical relieving deviations (of the relieving scheme of 1/5 of the precision range of the hob) it results from here that the elastic blade device is fully efficient for hobs for cylindrical gears: for all hobs having $m_n \leq 10$ sharpenings in AA class can be done.

When sharpening hobs for worm gears there is the following situation [4]:

- at hobs $m = 2,5$ the relieving is efficient (Δ_e represents max 1/5 of the range of sharpening tolerance STAS 3092/2-81, A precision class) only for $q \geq 12,5$ and $z_0 = 1$, respective at $q \geq 10$ and $z_0 = 2$;
- at hobs $m = 4$ the relieving is efficient at $z_0 = 1$ for the considered hob diameters ($q > 10$), but at $z_0 = 2$ at $q \geq 12,5$ and $\eta > 20^\circ$ only, and at $z_0 = 4$ at $q \geq 16$ only;
- at hobs $m = 6,3$ the situation from $m_n = 4$ repeats, with the observation that at $z_0 = 2$ and $q = 12,5$ the procedure is efficient without restrictions for η angle;

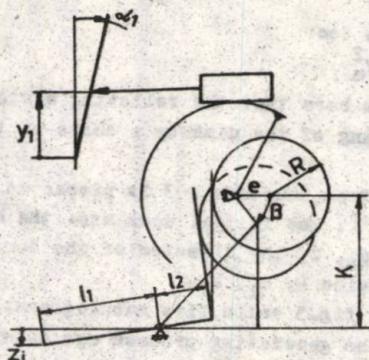


Fig.5 Calculus diagram for the relieving system in fig.4

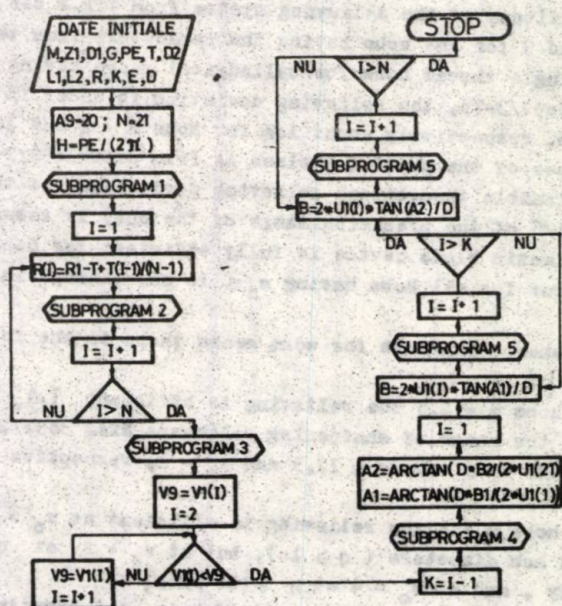


Fig.6 The logical diagram of the calculus program for the relieving system in fig.4

- at hobs $m = 10$ relieving is efficient for $z_0 = 1$ and 2 at $q \geq 10$.

Considering the precision class AA relieving by means of the device from fig. 2 is efficient this way:

- at hobs $m = 2,5$ for $z_0 = 1$; $q \geq 12,5$ and $z_0 = 2$, $q \geq 16$
- at hobs $m = 4$ for $z_0 = 1$, $q \geq 10$ and $z_0 = 4$, $q \geq 16$;
- at hobs $m = 6,3$ for $z_0 = 1$, $q \geq 10$; $z_0 = 2$, $q \geq 12,5$;
 $z_0 = 4$; $q \geq 16$;
- at hobs $m = 10$ for $z_0 = 1$, $q \geq 10$ and $z_0 = 2$, $q \geq 12,5$.

4. The system of relieving by a trigonometrical function

The scheme of the relieving device realized by the description in [1] is given in fig. 4. This is the most recently developed relieving system at hob sharpening machines. The two branches of the disk profile (exterior, interior) are relieved by the linear templates 1 and 2, whose inclination can be set by means of the wheels 3 and 4 driven by the screws 5 and 6. Crossing longitudinally the template, the feeler gets a translation motion that produces the rotation of the arm 7 carrying the diamond D, by the gear 8 (round rack on the rod of the feeler) - 9 (gear wheel), eccentric roll 10 and the oscilant lug T fixed on the arm. The connection between the co-ordinates of the template profile and those of the diamond trajectory is given by the function [1] (its results immediately from the diagram in fig. 5):

$$\begin{aligned} \arctg \frac{K - e \sin \beta}{l_2 + R - e(1 - \cos \beta)} - \arctg \frac{z_1}{l_1} - \\ - \arccos \frac{l_2 + R}{\sqrt{[l_2 + R - e(1 - \cos \beta)]^2 + (K - e \sin \beta)^2}} = 0, \end{aligned} \quad (16)$$

with the next correlation between the parameters $\alpha_{1(2)}$ (the rotation of the templates) and β (the rotation of the eccentric roll):

$$\frac{y_1 \operatorname{tg} \alpha_{1(2)}}{\pi D_r} = \beta, \quad (17)$$

where (y_1, z_1) - the co-ordinates of the calculated profile (8), e and R - the eccentricity and the radius of the roll, D_r - the pitch diameter of the wheel 9, l_1 and l_2 - the arms of the oscilant lug 7, K - the distance between the joints of the lug 7 and the roll 10 (on normal direction to the diamond arm at $z_1 = 0$).

Table 2. The relieving deviation Δc compared to the precision by STAS 3092/2-81 at hobs for cylindrical gears STAS 3092/1-76

Hob	Abrasive disk		Relieving deviation				Form deviation by STAS, μm			Δc given STAS, %					
			Elastic blade relieving		Trigonom. relieving					Elastic blade relieving			Trigonom. relieving		
mm	D _s	Δs, μm	Δc, μm	V ₁ mm	V ₂ mm	Δc, μm	AA	A	B	AA	A	B	AA	A	B
4	150	2,655	0,105	0,356	0,259	0,081	20	32	50	0,52	0,32	0,21	0,40	0,25	0,16
	200	3,627	0,109	0,474	0,358	0,087				0,54	0,34	0,22	0,43	0,27	0,17
	250	4,600	0,117	0,592	0,457	0,094				0,58	0,36	0,23	0,47	0,29	0,19
6	150	5,816	0,160	0,383	0,244	0,163	20	32	50	0,80	0,50	0,32	0,82	0,51	0,33
	200	8,040	0,143	0,511	0,344	0,145				0,71	0,44	0,29	0,73	0,45	0,29
	250	10,271	0,139	0,637	0,442	0,125				0,69	0,43	0,28	0,63	0,39	0,25
8	150	12,523	0,553	0,527	0,267	0,315	20	40	63	2,76	1,38	0,88	1,58	0,79	0,50
	200	17,450	0,910	0,705	0,367	0,448				4,55	2,27	1,44	2,24	1,12	0,71
	250	22,416	1,422	0,881	0,508	0,640				7,11	3,55	2,26	3,20	1,60	1,02
10	150	18,300	1,969	0,458	0,280	1,279	20	40	63	9,84	4,92	3,12	6,40	3,20	2,03
	200	25,711	2,073	0,610	0,413	1,363				10,36	5,18	3,29	6,82	3,41	2,16
	250	33,128	2,242	0,760	0,547	1,394				11,21	5,60	3,56	6,97	3,49	2,21

The function (16) is trigonometrical. This is why the sharpening system in fig. 4 is called "relieving by a trigonometrical function.". The algorithm for this system is exposed in the logical diagram in fig. 6, which is the basis of the calculus program. The initial data in the program are: the hob parameters and those of the abrasive disk, the constants of the relieving device - l_1, l_2, R, K, e, D_r . Here the principal program calls too five subprograms. The first three subprograms are identical with those used in the diagram in fig. 3. In subprogram 4 the profile in a system having the origin in the minimum point (k) is evaluated and the values of the angle β corresponding to the extreme points (1 and 21) are determined, by solving the transcendental equation (16). The rotation angles of the templates α_1 and α_2 corresponding to the branches (1, k) and (k, 21) are determined, then the rotation angle β (17) is determined, and from the expression - subprogram 5:

$$z_1^* = l_1 \left\{ \operatorname{tg} \left[\operatorname{arctg} \frac{K - e \sin \beta}{l_2 + R - e(1 - \cos \beta)} - \frac{l_2 + R}{\sqrt{[l_2 + R - e(1 - \cos \beta)]^2 + (K - e \sin \beta)^2}} \right] \right\}, \quad (18)$$

the ordinate of each point and the profile deviation are determined:

$$\delta_1 = z_1 - z_1^*. \quad (19)$$

For hobs having the parameters from table 1 the evaluation of the precision offered by the relieving by the trigonometric function described by the device in fig. 4 has been done, admitting the following constructive parameters: $l_1=120$; $l_2=15$; $R=10$; $K=20$; $e=5$; $D_r = 20$.

The numerical results are given too in the tables 2 and 3, in the columns "trigonometrical relieving".

At single thread hobs for cylindrical gears (table 2) the relieving deviation does not exceed 7% for the class AA, respective 3,5% for class A and it represents on an average 70% of the relieving deviation of the system with elastic blade.

At 1 + 4 threads hobs for worm gears three is the following situation:

- at hobs $m = 4$ for $z_0 = 1 + 4$ and $q \geq 10$ class AA is assured (a case only with Δ_0 over 20% of the STAS tolerance, but with a little exceeding);

Table 3. Relieving deviation Δc compared with the precision by STAS 3092/2-81 at hobs for worm gears $m=4$ and $m=10$

Hob			Abrasive disk		Relieving deviation				The form deviation by STAS, μm			Δc given STAS, %					
m	z ₁	q _m	D _s	$\Delta s, \mu m$	Elastic blade relieving			$\Delta c, \mu m$	AA	A	B	Elastic blade relieving			Trigonometric relieving		
					$\Delta c, \mu m$	V ₁ mm	Q ₂ mm					AA	A	B	AA	A	B
4	1	10	100	37,8	1,73	5,54	3,22	0,975	20	32	50	8,65	5,41	3,46	4,88	3,05	1,95
		12,5		15,5	0,35	2,25	1,34	0,203				1,75	1,09	0,70	1,02	0,63	0,41
		16		5,8	0,21	0,82	0,53	0,120				1,05	0,66	0,42	0,60	0,38	0,24
	2	10	80	109,6	164*	6,00	6,00	4,374	20	32	50	820	513	328	21,87	13,67	8,75
		12,5		46,6	12,6*	6,00	4,02	0,704				63,0	39,4	25,2	3,52	2,20	1,41
		16		17,6	0,82	2,55	1,57	0,465				4,10	2,56	1,64	2,33	1,45	0,93
	4	10	60	—	—	—	—	—	20	32	50	—	—	—	—	—	—
		12,5		114,2	179*	6,00	5,83	2,647				895	559	358	13,24	8,27	5,29
		16		46,0	2,86	5,62	3,24	1,821				14,3	8,94	5,72	9,11	5,69	3,64
10	1	10	140	48,5	2,47	1,34	0,62	1,335	20	40	63	12,35	6,18	3,92	6,68	3,34	2,12
		12,5		19,9	1,18	0,47	0,21	0,730				5,90	2,95	1,87	3,65	1,83	1,16
		16		7,4	0,65	0,19	0,11	0,354				3,25	1,63	1,03	1,77	0,89	0,56
	2	10	140	182,3	7,92	4,77	2,41	5,192	20	40	63	39,60	19,80	12,57	25,96	12,98	8,24
		12,5		76,7	4,12	2,05	1,05	2,484				20,60	10,30	6,54	12,42	6,21	3,94
		16		28,9	2,51	0,75	0,42	1,384				12,55	6,28	3,98	6,92	3,46	2,20
	4	10	120	468,1	648*	6,00	6,00	22,346	20	40	63	3240	1620	1028	111,73	55,87	35,47
		12,5		219,1	11,33	5,86	2,96	7,734				56,65	28,33	17,98	38,67	19,34	12,28
		16		87,3	9,09	2,33	1,22	4,942				45,45	22,73	14,43	24,71	12,36	7,84

* V₁ and V₂ parameters up to 6,00 mm

- at hobs $m = 10$ AA class is assured for $z_0 = 1$, $q \geq 10$ and $z_0 = 2$, $q \geq 12,5$, and class A for $z_0 = 1$ and 2 , $q \geq 10$ and for $z_0 = 4$, $q \geq 12,5$;

- in the case of hobs worm gears too, the relieving system by a trigonometric function is superior to the system with elastic blade: relieving deviation reduced to about 60%, which at hobs with $z_0 = 2$ and 4 extends the efficacy range with one interval at diametral coefficients (to lower values).

5. Conclusions

• This very numerical research emphasizes the very good precision of the relieving by means of the two developed devices for the sharpening machine 3A622, in the case of sharpening the standard hobs for cylindrical hobs: the relieving deviation does not exceed 10% for the system with elastic blade (fig. 2), and 7% for the relieving system by a trigonometric function (fig.4), deviations considered for the tolerance range at sharpening in class AA.

• For hobs having one or more threads for worm gears, the superiority of the relieving system in fig. 4 is more evident, especially at hobs $z_0 = 2$ and 4 , extending the efficiency range (the integration of the relieving deviation within 1/5 of the sharpening tolerance) with one interval at the diametral coefficients (to the lower values).

The efficiency of the relieving considering the hob parameters (z_0, q) is indicated at the ends of the chapters 3 and 4 of this paper, by interpreting the numerical results in table 3.

B I B L I O G R A P H Y

1. ALHIMENKO, N., I., CICERIN, V., I. Relieving the abrasive disk when sharpening hobs (in russian). In: Stenki i instrument, 1980, nr.9, p. 20 - 22.
2. DIBNER, L.G., TOFIN, E.E. Tools sharpening automatic and semi-automatic machines (in russian). In: Maşinostroenie, Moscow, 1978, p. 168 - 196.
3. MILOIU, G., VIŞA, P., FRATILA, R. Sharpening standard hobs STAS 3092/3-76 on 3A622 machine (in romanian). In: Construcţia de maşini, 1984, nr.5, p. 223 - 234.
4. MILOIU, G., VIŞA, P. Researches on the precision limits of the 3A622 machine at sharpening hobs for worm gears (in romanian). In: Construcţia de Maşini, 1985, nr.1, 1985, p. 44 - 53.
4. PETRENKO, P.D., LAGUTIN, S.A., SANDLER, A.M. Relieving the abrasive disk for sharpening hobs (in russian). In: Stenki i instrument, 1978, nr.1, p.27-28.

MILOIU, G., VIŞA, F.

NUMERICAL RESEARCHES ON DEVICES FOR SHAPING THE ABRASIVE
DISK AT HOB SHARPENING MACHINE TOOLS MODEL 3 A 622

S u m m a r y

This paper gives a detailed numerical study on the accuracy achieved by the two systems developed for sharpening the abrasive disk at the 3 A 622 hob sharpening machine (made in USSR): a first one with shaping by means of an elastic blade and a second one by means of a complex device that ensures shaping by a trigonometric function.

The algorithms and the calculus schemes for determining the geometry of the abrasive disk, of the profile ensured by the shaping device, for evaluating the shaping errors and minimize these errors, numerical results, are exposed.

At standard hobs for cylindrical gears the shaping error for the two systems represents 10%, respectively 7% of the tolerance range at sharpening, AA class.

At hobs with one or more ends for worm gears shaping errors are placed within the limits of the AA class (in fact within 1/5 of the tolerance range of AA class) so: at $m = 4$, for $z = 1$, $q \geq 10$; $z_0 = 2$ and 4, $q \geq 12,5$ — for the first system and for $z_0 = 1, 2$ and 4, $q \geq 10$ at the second system; at $m = 10$ at $z_0 = 1$, $q \geq 10$ and $z_0 = 2$, $q \geq 12,5$ — for both systems.

CERCETARI NUMERICE ASUPRA DISPOZITIVELOR DE PROFILARE A DISCULUI ABRAZIV LA MASINILE DE ASCUTIT FREZE MELC MODEL 3 A 622

R e z u m e t

Lucrarea realizează un studiu numeric amănunţit asupra preciziei asigurate de cele două sisteme de profilare a discului abraziv dezvoltate la maşina de ascuţit tip 3A622 (fabricaţie sovietică): un sistem cu profilare după o lamă elastică şi altul cu un dispozitiv complex care asigură profilarea după o funcţie trigonometrică.

Se expun algoritmi şi schemele de calcul pentru determinarea geometriei discului abraziv, a profilului asigurat de dispozitivul de profilare, de evaluare a erorilor de profilare şi de minimizare a acestor erori, rezultate numerice.

La frezele de danturat standard pentru roţi cilindrice abaterea de profilare pentru cele două sisteme reprezintă 10%, respectiv 7% din cîmpul de toleranţă la ascuţire după clasa AA.

La frezele melc cu unul şi mai multe începuturi pentru danturat roţi melcate se asigură încadrarea în clasa AA (de fapt în 1/5 din cîmpul de toleranţă al clasei AA) astfel: la $m=4$ pentru $z = 1$, $q \geq 10$; $z_0 = 2$ şi 4, $q \geq 12,5$ — pentru primul sistem şi pentru $z_0 = 1, 2$ şi 4, $q \geq 10$ la al doilea sistem; la $m=10$ la $z_0 = 1$, $q \geq 10$ şi $z_0 = 2$, $q \geq 12,5$ — pentru ambele sisteme.

SUR L'INFORMATISATION DE QUELQUES ÉLÉMENTS DE GÉOMÉTRIE

DESCRIPTIVE

Ing. Maria-Cornelia Ivan, assistant, Université de Braşov.

1. Introduction

On sait que la géométrie descriptive se propose comme but la représentation dans le plan des objets de l'espace réel, tridimensionnel utilisant la projections comme méthode de passage. En principe la méthode des projection., de passage de l'espace au plan, se base sur l'existence des relations biunivoques entre les points de l'espace et ceux correspondant du plan. Pour les divers cas de passage en conformité avec la méthode des projections sont connues. [1,2].

Pour traiter informatiquement le problème du passage espace-plan, les correspondances biunivoques dont on parlait plus haut, doivent être exprimés par des modèles mathématiques adéquats, à résoudre au ordinateur.

Le présent ouvrage se propose de résoudre à l'aide du ordinateur l'intersection de deux cylindres à axes perpendiculaires et concurrentes comme une application du passage espace-plan.

2. Comment envisage-t-on le problème?

Bien sûr, l'utilisation du ordinateur dans la solution des problèmes de géométrie descriptive a comme but la réalisation des applications dans un temps plus court et d'une manière édicatrice.

Dans le même but s'impose que l'activité de l'utilisateur soit elle aussi de beaucoup simplifiée. Donc, un système qui se propose de résoudre par l'ordinateur les applications de géométrie descriptive doit contenir une partie dans laquelle on fait la description du cas concret à résoudre. Ceci suppose l'introduction dans l'ordinateur des données descriptives

de l'application, pour qu'ensuite ces données soient analysées par un programme conçu antérieurement et mémoré sur une bande magnétique ou disque magnétique, conformément à l'organigramme de la fig.1.

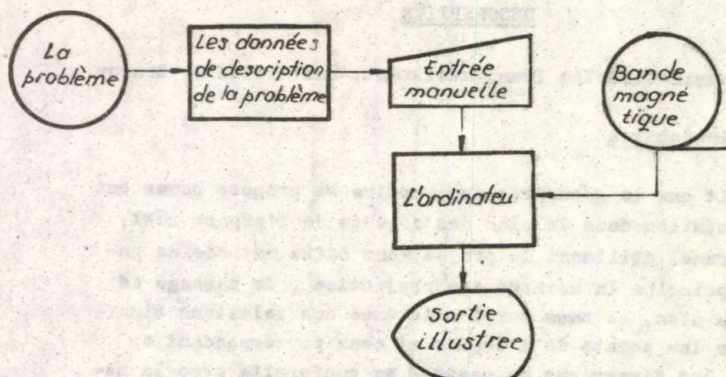


Fig. 1

Pour le cas de l'application en discussion dans le présent ouvrage, dans le désir de rendre plus facile l'activité de l'utilisateur, les données d'entrée dans l'ordinateur ne doivent être autres que: les diamètres et les longueurs des deux cylindres. Conformément aux données initiales ci-dessus mentionnées, on va traiter le problème ainsi:

3. Le modèle mathématique du problème

L'expression du modèle mathématique du problème réside sur le sectionnement avec un nombre (le plus grand possible) de plans de front des deux cylindres et l'expression analytique dans le plan des points d'intersection.

L'intersection du cylindre avec l'axe verticale avec un plan de front en projection horizontale se réduit à la résolution d'une système de la forme:

$$\begin{cases} (x-v)^2 + (y-w)^2 = \frac{D^2}{4}, \\ y = z, \end{cases} \quad (1)$$

où : v, w - les coordonnées du centre de la projection horizon-

tale du cylindre à axe verticale en rapport avec le système de coordonnées xoy de l'écran d'ordinateur utilisé (dans notre cas TIM-S); D2 - le diamètre du cylindre à axe verticale; z - ordonnée de la trace du plan de front dans le système de coordonnées xoy.

La solution du système mène à obtenir les abscisses des points P, P' (fig.2) toujours dans le système xoy, ainsi:

$$x_{1,2} = \frac{F1 \pm \sqrt{F1^2 - 4G1}}{2}, \quad (2)$$

où $F1 = 2v$,

$$G1 = v^2 + z^2 + w^2 - 2zw - \frac{D2^2}{4}. \quad (3)$$

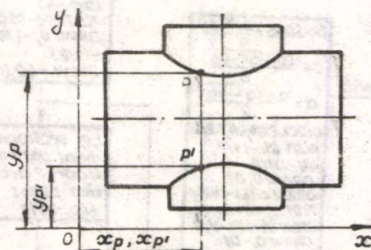


Fig.2

L'intersection du cylindre à axe horizontale avec un plan de front en projection latérale est réduit à la solution d'un système semblable au système (1) notamment:

$$\begin{cases} (x-a)^2 + (y-b)^2 = \frac{D1^2}{4}, \\ x = z1, \end{cases} \quad (4)$$

où: a, b - coordonnées du centre du cercle de la projection latérale du cylindre à axe horizontale en rapport au système de coordonnées xoy; D1 - diamètre du cylindre à axe horizontale; z1 - L'abscisse de la trace du plan de front en projection latérale.

Par la solution du système on obtient les ordonnées des mêmes points P, P' (fig.2) ainsi:

$$y_{1,2} = \frac{F2 \pm \sqrt{F2^2 - 4G2}}{2}, \quad (5)$$

où $F2 = 2b$,

$$G2 = a^2 + b^2 + z1^2 - 2z1 \cdot a - \frac{D1^2}{4}. \quad (6)$$

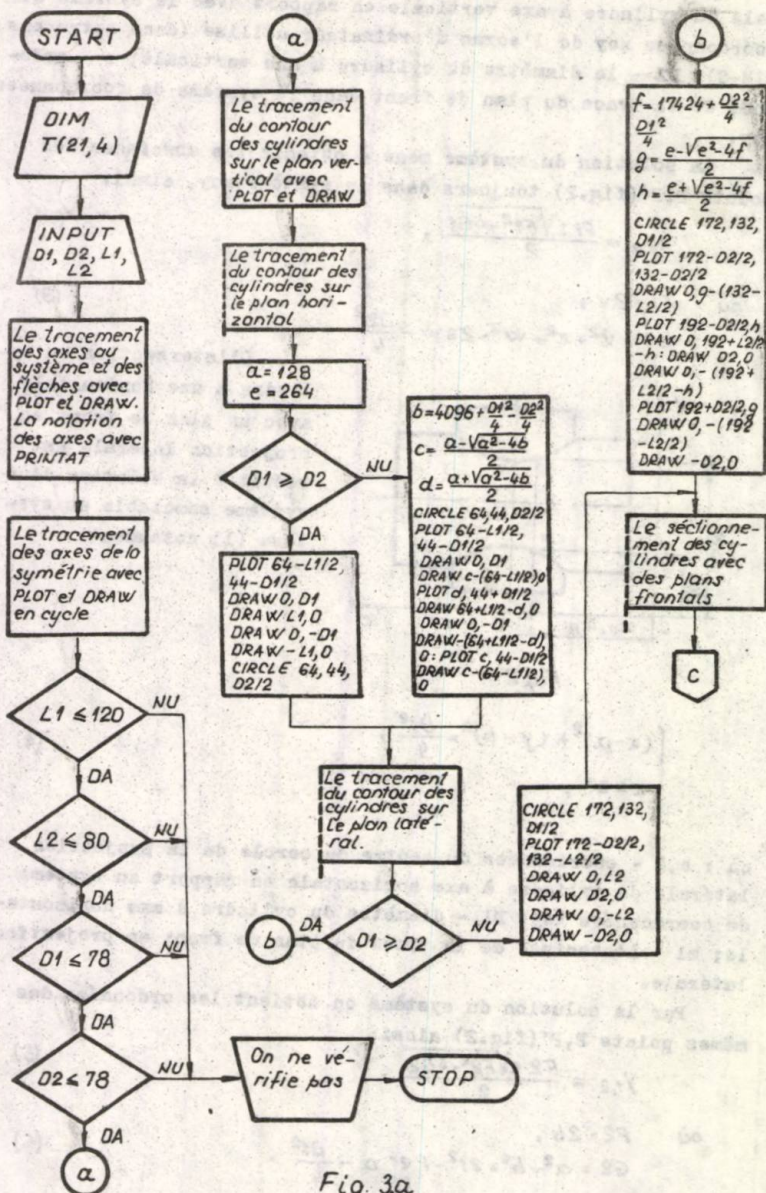


Fig. 3a

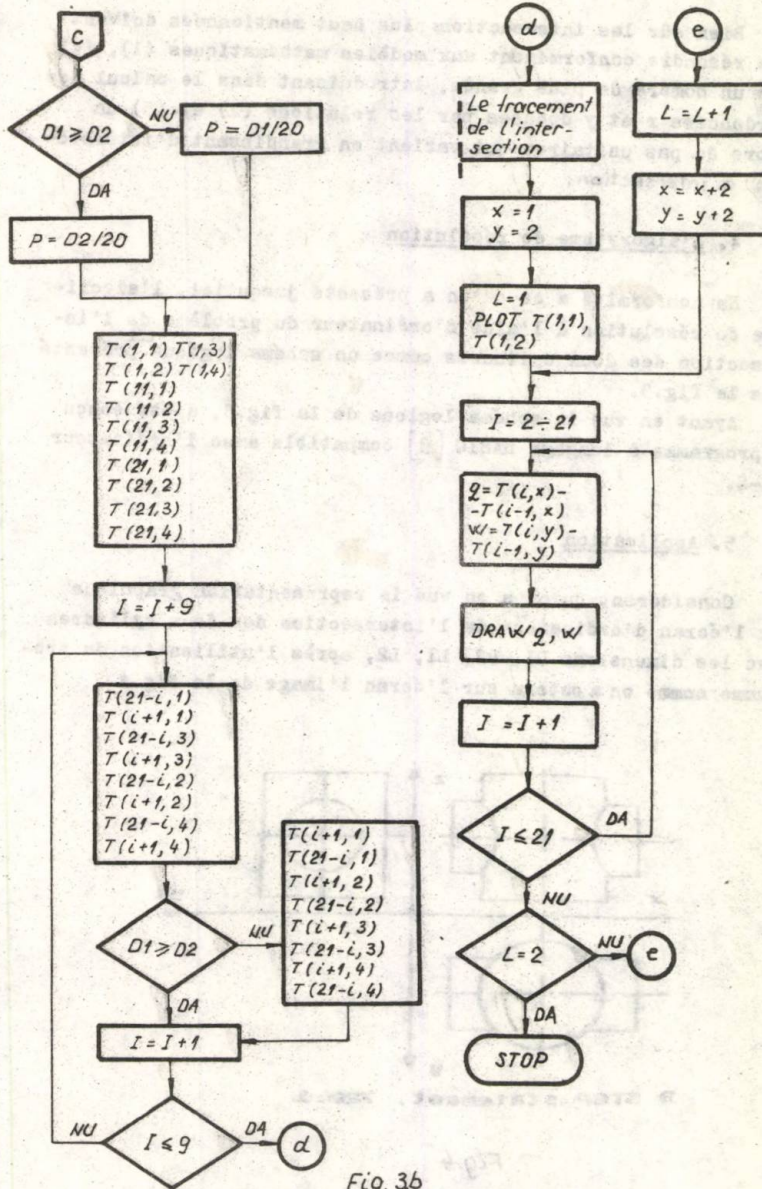


Fig. 3b

Bien sûr les intersections plus haut mentionnées doivent être résolues conformément aux modèles mathématiques (1), (4) dans un nombre de plus grands, introduisant dans le calcul des coordonnées x et y données par les relations (2) et (5) un nombre de pas unitaires qui varient en grandissant d'intersection. à intersection.

4. L'algorithme de résolution

En conformité à ce qu'on a présenté jusqu'ici, l'algorithme de résolution à l'aide d'ordinateur du problème de l'intersection des deux cylindres comme un schéma logique ^{est} présenté dans la fig.3.

Ayant en vue la schéma logique de la fig.3, a été conçu un programme à langage BASIC [3] compatible avec l'ordinateur TIM-S.

5. Application

Considérant qu'on a en vue la représentation graphique sur l'écran d'ordinateur de l'intersection des deux cylindres avec les dimensions $D1$, $D2$, $L1$, $L2$, après l'utilisation du programme nommé on a obtenu sur l'écran l'image de la fig.4

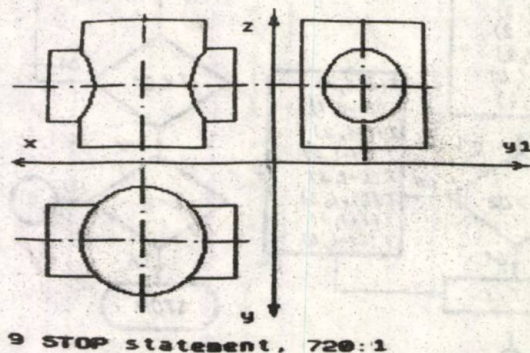


Fig.4

6. Conclusions

Dans le présent ouvrage nous avons suivi la visualisation à étapes, sur un écran TV de l'engendrement de la courbe réelle qui apparaît toujours à l'intersection de deux cylindres. Le système ainsi conçu présente une utilité didactique dans le but de la compréhension du problème mis en discussion.

Bibliographie

1. MATEI, A., s.a. Geometrie descriptivă. Editura tehnică, București, 1982.
2. VELICU, D., s.a. Geometrie descriptivă și desen industrial. Universitatea din Brașov, 1978.
3. x x x Calculatorul TIM-S - manual de utilizare.

IVAN, M.C.

ASUPRA INFORMATIZARII UNOR ELEMENTE DE GEOMETRIE

DESCRIPTIVA

Rezumat

In prezenta lucrare se abordează pe cale informatică trecerea spațiu-plan, ca problemă-scop a geometriei descriptive, tratându-se ca exemplu intersecția a doi cilindri.

SUR L'INFORMATISATION DE QUELQUES ÉLÉMENTS DE GÉOMÉTRIE

DESCRIPTIVE

Résumée

Dans le présent ouvrage on traite du point de vue l'informatique le passage espace-plan, comme problème but de la géométrie descriptive en prenant comme exemple l'intersection de deux cylindres.

KRÄFTE IN HYPOIDRÄDERN

Dr.Ing. Doru Velicu, Dozent an der Universität Braşov;

Dr.Ing. Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov;

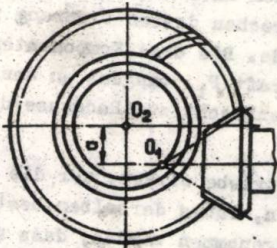
Dr.Ing. Emil Chigu, Dozent an der Universität Braşov;

Dipl.Ing. Gheorghe Moldoveanu, Oberassistent an der Universität Braşov;

Dipl.Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Braşov.

Hypoidräder sind versetzte Kegelräder und gehören zur Kategorie der Hyperbeltriebe. Da die Hyperboloidflächen, die die Achsenflächen der Hypoidräder bilden, nicht in der Ebene abwickelbar sind, können die Zahnflanken nicht durch Abwälzung einer Ebene auf einem Grundhyperboloid erzeugt werden. Aus diesem Grunde werden in der Praxis die hyperboloidalen Wälzflächen (Achsenflächen) der Hypoidräder durch Kegelstumpfflächen angenähert. Demnach können auf Hypoidrädern Evolventenflanken, durch Abwälzung einer Ebene auf einen Grundkegel erzeugt werden. Hypoidräder können schräg- oder bogenverzahnt sein.

Im Vergleich zu den nichtversetzten Kegelrädern werden die Hypoidräder durch den Achsabstand a gekennzeichnet (Bild 1). In



bezug auf die Schrägungsrichtung der Verzahnung, wird die Achsenversetzung des Ritzels im Verhältnis zur Radachse so gewählt, dass der mittlere Schrägungswinkel des Ritzels β_{m_1} größer als der des Rades β_{m_2} ist [2]. Während der Zahneingriff nur bei gleichen Normalmoduln möglich ist, wenn $\beta_{m_1} > \beta_{m_2}$, erhält man für das Ritzel eine Erhöhung des Stirnmoduls, des Teilkreises und des Teilkegel -

Bild 1

winkels. Folglich hat das Ritzel eine steifere Konstruktion im Vergleich zu den nichtversetzten Kegelrädern.

Hypoidräder werden vorwiegend in den Zentralgetrieben der Kraftfahrzeuge eingesetzt, da sie, durch den zwischen den Radachsen

existierenden Abstand, entweder die Erhöhung der Geländefahrfähigkeit der Kraftfahrzeuge (wenn die Radachse unter der Ritzelachse angeordnet ist), oder die Vergrößerung des Innenraumes bei PKWs (wenn, die Ritzelachse unter der Treibbrückenachse angeordnet ist) ermöglichen. Ebenfalls ist die Verlegung beider Räder zwischen Lagern möglich. Auf diese Weise verringern sich die Deformationen der Wellen unter Last, verbessern sich die Funktionsbedingungen der Zahnräder und es wird der simultane Antrieb mehrerer Wellen von einer einzigen Treibwelle (bei den Getrieben der Kraftfahrzeuge mit mehreren Treibachsen angetroffener Fall) möglich.

Da in der Fachliteratur die Berechnung der Kräfte in den Hypoidrädern noch nicht zufriedenstellend behandelt wurde (es werden die Berechnungsbeziehungen von den bogenverzahnten nichtversetzten Kegelrädern verwendet oder die Reibung längs der Zahnflanken vernachlässigt), setzt sich die vorliegende Arbeit das Studium der in diesen Rädern wirkenden Kräfte, die für die Bemessung der Wellen und Lager, die die Räder tragen, benötigt werden, vor.

Infolge der, den Zahnradgetrieben mit sich kreuzenden Achsen charakteristischen, relativen Längsgleitung der Flanken der sich im Eingriff befindenden Zähne tritt in den Hypoidrädern eine zusätzliche Reibungskraft auf. Die Wechselwirkungskraft zwischen den Zähnen F_n - die nach der gemeinsamen Normale der sich berührenden Profile wirkt und im Wälzpunkt betrachtet wird (Bild 2) - und die Reibungskraft μF_n zwischen den Zahnflanken - die in der Tangentialebene der Teilkegel nach der gemeinsamen Tangente an den Flankenlinien einwirkt und im Wälzpunkt eingezeichnet wurde - werden nach drei Richtungen zerlegt, die einem Koordinatensystem entsprechen dessen Ursprung im Wälzpunkt, in Mitte Zahnbreite gewählt wurde. Die drei Komponenten der genannten Kräfte sind: die Tangentialkraft F_t , tangent an den mittleren Teilkreis; die Radialkraft F_r , senkrecht zur Radachse; die Axialkraft F_a , parallel zur Radachse.

Da von den Reibungskräften, die im Getriebe wirken, nur die von der relativen Gleitbewegung der Zahnflanken, längs derselben, bestimmten Kräfte berücksichtigt werden, kann angenommen werden, dass sich die Wechselwirkungskraft zwischen den Zahnflanken F_n ständig in der Eingriffsebene befindet. Der Richtungssinn der Tangentialkräfte wird, so wie für jede andere Getriebeart, in Abhängigkeit von der vom Rad im Getriebe gespielten Rolle (treibendes oder getriebenes Rad) und vom Drehsinn des Rades festgesetzt. So wird das Zahnrad aus Bild 2 als treibend betrachtet und die Tangentialkraft F_t widersetzt sich der Bewegung; ihr Richtungssinn ist also der umgekehrte Dreh -

sinn.

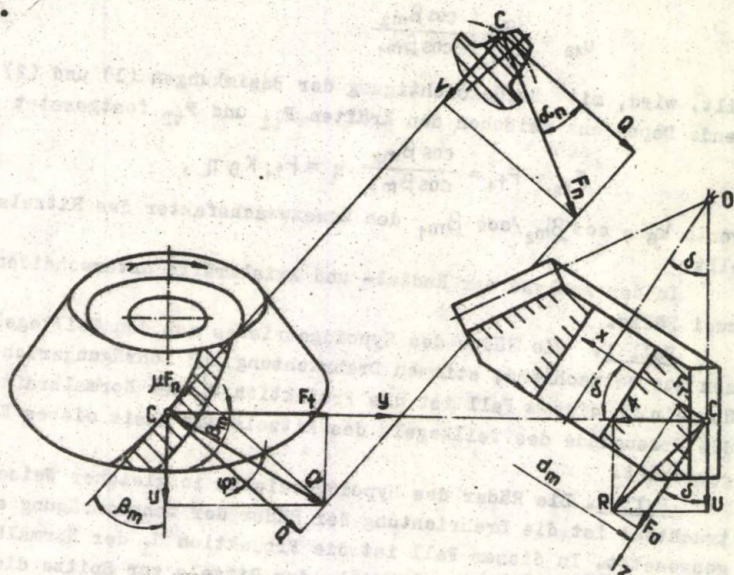


Bild. 2.

Für das Studium der Kräfte wurde zur Darstellung der Radverzahnung in drei Projektionen gegriffen (s. Bild 2). Im Aufriss ist die am Teilkegel tangente Ebene parallel zur Aufrissebene. Diese Darstellungsposition ermöglicht die Reibungskraft zwischen den Zahnflanken μF_n hervorzuheben. In den drei Projektionsebenen sind alle Komponenten der Kräfte F_n und μF_n dargestellt.

Dieselbe Darstellungsart beibehaltend werden im Bild 3 die in einem Hypoidgetriebe wirkenden Kräfte dargestellt.

Die Tangentialkräfte F_{t1} und F_{t2} , die am Ritzel bzw. am Rad wirken, werden durch die Beziehungen

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} ; F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} , \quad (1)$$

worin T_1, T_2 die an den Getrieberrädern wirkenden Drehmomente und d_{m1}, d_{m2} die mittleren Teilkreisdurchmesser des Ritzels, bzw. des Rades darstellen, definiert.

Infolge der Gleitreibung längs der Zähne besteht zwischen den Drehmomenten T_1 und T_2 folgende Dependenz

$$T_2 = T_1 u_{12} \eta , \quad (2)$$

worin u_{12} das Zähnezahlenverhältnis und η den Wirkungsgrad des Hypoidgetriebes darstellen.

Da für das Hypoidgetriebe [1,2]

$$u_{12} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} \cdot \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} \quad (3)$$

gilt, wird, mit Berücksichtigung der Beziehungen (1) und (2), folgende Dependenz zwischen den Kräften F_{t1} und F_{t2} festgesetzt

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} \eta = F_{t1} k_{\beta} \eta, \quad (4)$$

worin $k_{\beta} = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$ den Masszuwachs faktor des Ritzels darstellt.

In der Analyse der Radial- und Axialkräfte unterscheiden sich zwei Fälle.

Fall 1. Die Räder des Hypoidgetriebes von den Teilkegelspitzen aus betrachtend, stimmen Drehrichtung und Schrägungsrichtung überein. In diesem Fall ist die Projektion U_1 der Normalkraft F_n auf die Erzeugende des Teilkegels des Ritzels zur Basis dieses Kegels gerichtet.

Fall 2. Die Räder des Hypoidgetriebes in gleicher Weise betrachtend ist die Drehrichtung der Räder der Zahnschrägung entgegengesetzt. In diesem Fall ist die Projektion U_1 der Normalkraft F_n auf die Erzeugende des Teilkegels des Ritzels zur Spitze dieses Kegels gerichtet.

In beiden Fällen wurde die Normalkraft F_n in die Komponente Q , die in der Tangentialebene des Teilkegels liegt, und in die Komponente V , die normal zur Erzeugenden des Teilkegels ist, zerlegt. Die Komponente Q bestimmt zusammen mit der Reibungskraft μF_n die Kraft Q' .

Die Kraft Q' wird ihrerseits in die Tangentialkraft F_t und die Projektion U auf die Erzeugende des Teilkegels zerlegt. Die Radialkraft F_r und die Axialkraft F_a werden durch Addition der Projektionen der Kräfte U und V auf die Ox -, bzw. Oz -Achse des Koordinatensystems bestimmt.

Die Zerlegung der Kräfte F_n und μF_n in die genannten Komponenten wird für Fall 1 in Bild 3 dargestellt, während die Berechnungsbeziehungen für alle Kräfte in Tafel 1 gegeben werden.

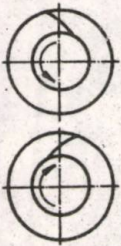
Da Fall 2, wegen der zur Teilkegelspitze des Ritzels gerichteten Axialkraft F_{a1} , keine praktische Anwendung hat wurde das Studium der Kräfte für diesen Fall nicht mehr in diese Arbeit eingeschlossen.

Aus der Analyse der Tafel 1 kann bemerkt werden, dass, zum Unterschied von den nichtversetzten Kegeltrieben, beim Hypoidgetriebe zwischen den Kräften, die am Ritzel, bzw. am Rad wirken, die Beziehungen: $F_{t1} \neq F_{t2}$; $F_{a1} \neq F_{r2}$; $F_{r1} \neq F_{a2}$ existieren.



Bild. 3.

Kräfte in Hypoidgetrieben (mit Reibung)

Rolle des Rades	Zahnschrägungsrichtung und Drehrichtung	Berechnungsbeziehungen
treibendes Rad		$F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}}$ $F_{r1} = V \cos \delta_1 - U_1 \sin \delta_1 = F_{t1} \left[\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\cos \delta_1 \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m1} - \varphi')} \operatorname{tg}(\beta_{m1} - \varphi') \sin \delta_1 \right]$ $F_{a1} = V \sin \delta_1 + U_1 \cos \delta_1 = F_{t1} \left[\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\sin \delta_1 \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m1} - \varphi')} + \operatorname{tg}(\beta_{m1} - \varphi') \cos \delta_1 \right]$
getriebenes Rad		$F_{t2} = \frac{2 T_2}{d_{m2}} = F_{t1} K_B \eta ; \eta = 0,94 \dots 0,96 [2]$ $F_{r2} = V \cos \delta_2 + U_2 \sin \delta_2 = F_{t1} K_B \eta \left[\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\cos \delta_2 \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m2} - \varphi')} + \operatorname{tg}(\beta_{m2} - \varphi') \sin \delta_2 \right]$ $F_{a2} = V \sin \delta_2 - U_2 \cos \delta_2 = F_{t1} K_B \eta \left[\operatorname{tg} \alpha_n \frac{\sin \delta_2 \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m2} - \varphi')} - \operatorname{tg}(\beta_{m2} - \varphi') \cos \delta_2 \right]$
$K_B = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$ $Q' = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta_{m1} - \varphi')} = \frac{F_{t2}}{\cos(\beta_{m2} - \varphi')} ; Q = Q' \cos \varphi' = \frac{F_{t1} \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m1} - \varphi')} = \frac{F_{t2} \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m2} - \varphi')}$ $V = Q \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m1} - \varphi')} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m2} - \varphi')}$ $U_1 = Q' \sin(\beta_{m1} - \varphi') = F_{t1} \operatorname{tg}(\beta_{m1} - \varphi') ; U_2 = Q' \sin(\beta_{m2} - \varphi') = F_{t2} \operatorname{tg}(\beta_{m2} - \varphi')$ $F_n = \frac{Q}{\cos \alpha_n} = \frac{F_{t1} \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m1} - \varphi') \cos \alpha_n} = \frac{F_{t2} \cos \varphi'}{\cos(\beta_{m2} - \varphi') \cos \alpha_n}$ $\varphi' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu ; \mu = 0,08 \dots 0,1 [1]$		

Den Reibungsbeiwert $\varphi'=0$ betrachtend können mit Hilfe der Beziehungen aus Tafel 1 sehr leicht die Berechnungsbeziehungen der Kräfte im Hypoidgetriebe in der Voraussetzung der Vernachlässigung der Reibung bestimmt werden.

Literaturverzeichnis

1. NIEMANN, G. Maschinenelemente, 2 Band. Berlin, Springer Verlag, 1975.
2. SAUER, L. u. a. Angrenaja, vol. I. București, Editura Tehnică, 1970.

VELICU, D., JULA, A., CHISU, E., MOLDOVEAN, GH., IACOB, V.

FORTE IN ANGRENAJELE HIPOIDE

Rezumat

În lucrare, după o prezentare a principalelor caracteristici ale angrenajelor hipoide, se analizează forțele care acționează în aceste angrenaje, luându-se în considerare și frecarea de-a lungul flancurilor dinților, caracteristică angrenajelor cu axe încrucigate. Rezultatele acestei analize sînt prezentate tabelar și sînt utile în calculul arborilor și lagărelor care susțin roțile angrenajelor hipoide. Se remarcă faptul că, în cazul angrenajelor hipoide, spre deosebire de angrenajele conice concurente, între forțele care acționează asupra pinionului și cele care acționează asupra roții există relațiile: $F_{t1} \neq F_{t2}$; $F_{a1} = F_{r2}$; $F_{r1} \neq F_{a2}$.

KRÄFTE IN HYPOIDRÄDERN

Zusammenfassung

Nach Darstellung der wichtigsten Merkmale der Hypoidgetriebe, werden in der vorliegenden Arbeit die in diesen Getrieben wirkenden Kräfte analysiert, wobei auch die den achsversetzten Zahnäder - getrieben charakteristische Gleitung längs der Zahnflanken berücksichtigt wird. Die Ergebnisse dieser Analyse sind in Tafelform dargestellt und sind bei der Berechnung der Wellen und Lager, die die Hypoidräder tragen, nützlich. Es wird bemerkt, dass bei Hypoidrädern, zum Unterschied von den nichtversetzten Kegelrädern, zwischen den Kräften, die am Ritzel, und die, die am Rad wirken, die Beziehungen: $F_{t1} \neq F_{t2}$; $F_{a1} = F_{r2}$; $F_{r1} \neq F_{a2}$ existieren.

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Comanda Nr. 364/1987

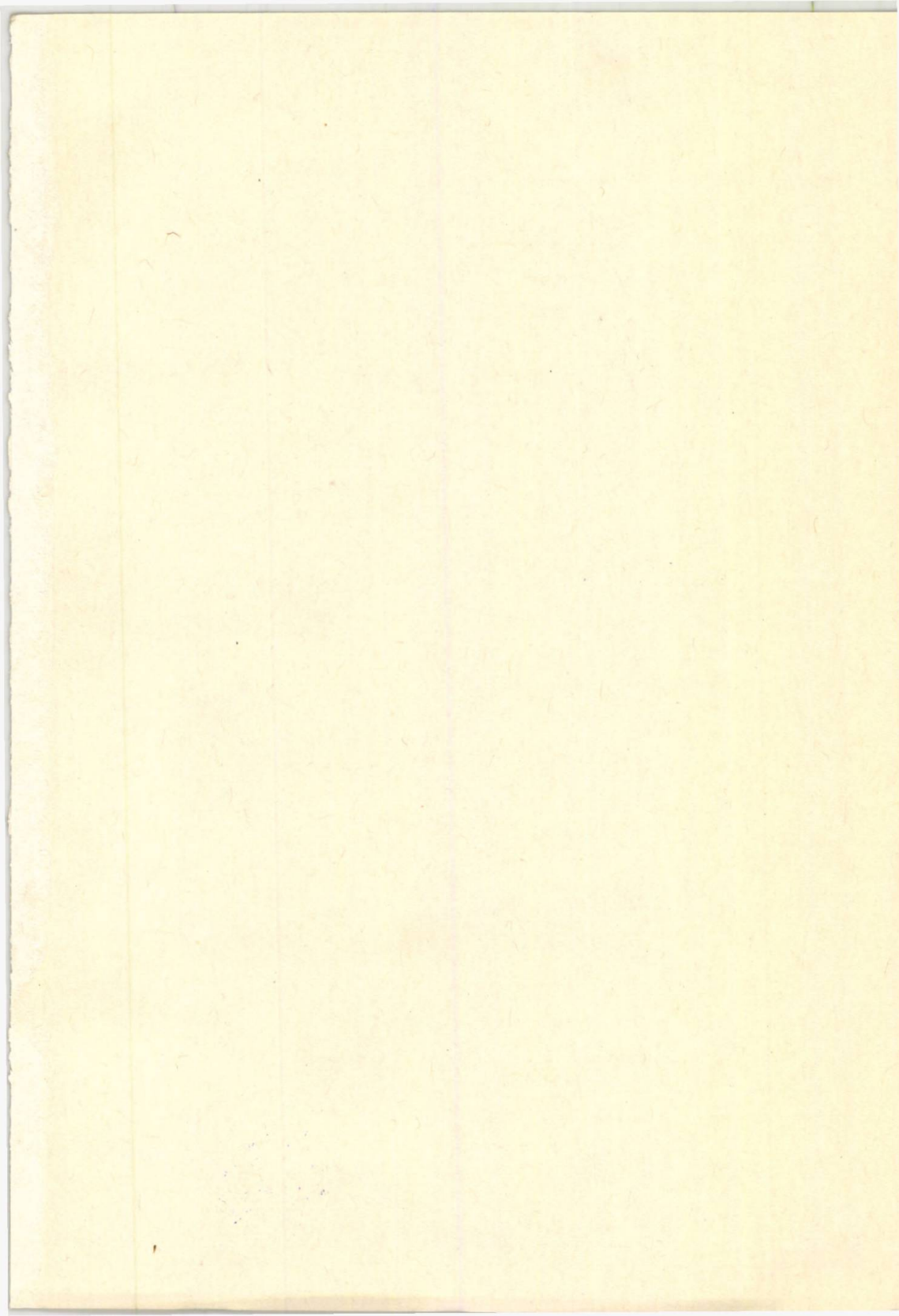
Executat în cadrul sectorului Reprografia

Uo2

STANDARD FORM NO. 104 (REV. 1-25-60)
OFFICE OF THE SECRETARY OF DEFENSE

1. NAME (Last, first, middle initial) 2. GRADE OR POSITION 3. ORGANIZATION 4. ADDRESS (Street, city, state, and ZIP code) 5. TELEPHONE (Area and number) 6. DATE





1989 JAN 6

1989 JAN 9